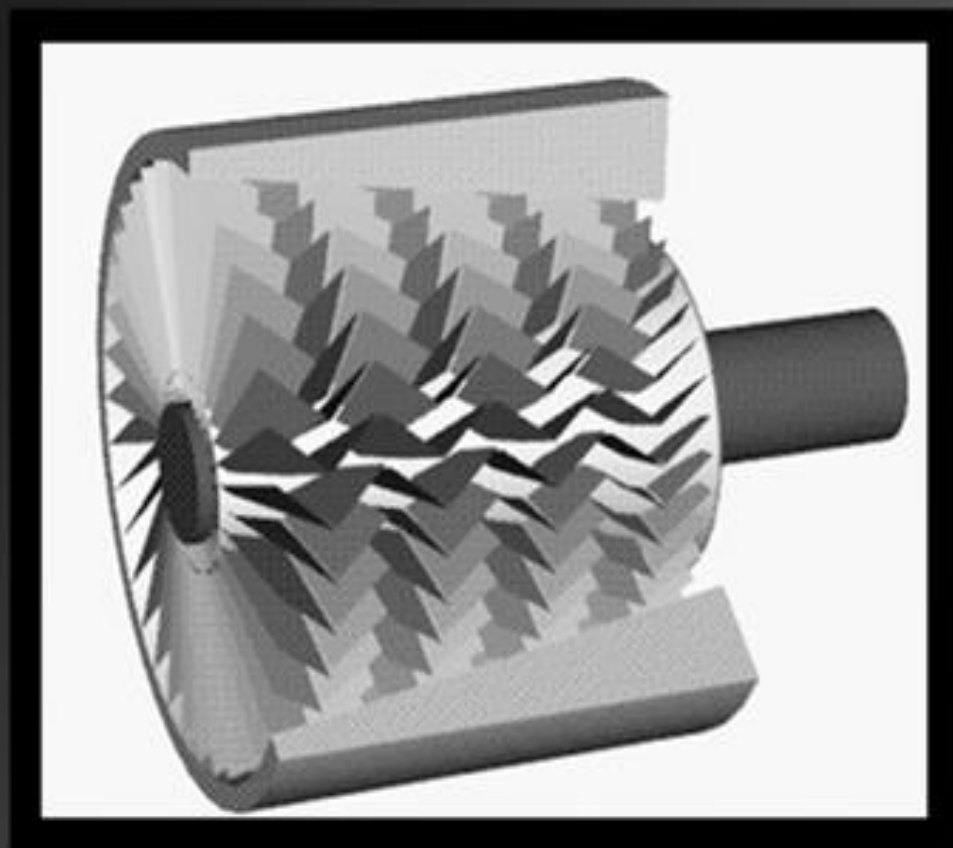


Richard W. Greene

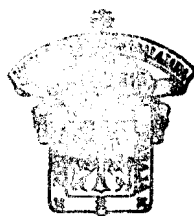
COMPRESORES

BOMBAS Y VENTILADORES



**Mc
Graw
Hill**

Contenido



CUCEI
BIBLIOTECA **CENFA**

Introducción

vii

Sección 1 SELECCIÓN

Compresores y bombas: los impulsores de fluidos más importantes	3
Claves para la selección de compresores	15
Cómo obtener la mejor distribución física de la planta para bombas y compresores	33

Sección II CÁLCULOS Y EVALUACIONES

Evaluación de compresores centrífugos de etapas múltiples	47
Empleo de las curvas de rendimiento para evaluar el comportamiento de los compresores centrífugos	52
Interenfriadores y postenfriadores de compresores:	
predicción de funcionamiento en condiciones que no son las de diseño	61
Eficiencia del compresor: la diferencia está en la definición	65
¿Se puede adaptar un compresor centrífugo?	69
Una forma fácil de tomar las temperaturas de compresión	74

Sección III CONTROL DE OSCILACIONES

Conceptos básicos sobre el control de oscilaciones en compresores centrífugos	79
Control mejorado de oscilaciones en compresores centrífugos	89
Sistemas de control de oscilaciones en turbocompresores	100
Control de oscilaciones en compresores centrífugos de etapas múltiples	110

Sección IV	OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	
	Operación segura de compresores para oxígeno	119
	Lubricación de compresores de aire	125
	Selección y mantenimiento de bielas de compresores reciprocantes	129
	Guía para compresores sin problemas	134
Sección V	SELLOS Y EMPAQUETADURAS	
	Selección e instalación de sellos mecánicos	147
	Sellos mecánicos: más duración, menos mantenimiento	154
	Detección de fallas en sellos mecánicos	160
	Por qué fallan los sellos mecánicos	171
	Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas	175
Sección VI	MOTORES PRIMARIOS: TURBINAS DE VAPOR Y DE GAS	
	Turbinas de vapor y de gas	187
	Considérense las turbinas de gas para cargas pesadas	204
	Eficiencia de la turbina determinada con calculadora programable	216
Sección VII	UNIDADES MOTRICES DE VELOCIDAD AJUSTABLE	
	Selección de unidades motrices de velocidad ajustable	225
Sección VIII	VENTILADORES Y SOPLADORES	
	Selección de ventiladores y sopladores	243
	Ventiladores y sistemas de los ventiladores	259
	Establecimiento de la curva de rendimiento de un ventilador centrífugo	277
	Considérense los ventiladores de flujo axial cuando se trate de mover gases	286
Índice		291

Introducción

Los compresores utilizados en las plantas de la industria de procesos químicos suelen ser complejos, contruidos con precisión y costosos. Por ello, su selección, operación y mantenimiento deben ser cuidadosos. Por ejemplo, la operación incorrecta puede ocasionar oscilaciones de presión (inestabilidad), condición en la cual se invierte un instante el flujo de gas dentro del compresor. Estas oscilaciones pueden dañar los componentes internos del compresor, producir daños por miles de dólares en un corto tiempo y aumentar el costo del tiempo perdido para su reparación.

Esta *GUÍA PARA EL USO DE COMPRESORES Y VENTILADORES* sugerida por la Revista *Chemical Engineering*, está concebida para ayudar a eliminar las oscilaciones y otros costosos problemas. También se describe la selección de la máquina adecuada para una aplicación determinada. Es una obra completa que abarca todos los aspectos que necesita conocer el ingeniero químico sobre compresores y ventiladores **y temas** relacionados, como sellos y empaquetaduras. La información contenida en este libro proviene de artículos seleccionados que se publicaron en **Chemical Engineering** en los últimos años. Es una guía práctica, enfocada a resolver los problemas cotidianos de los ingenieros de diseño, planta, operaciones y mantenimiento y les dará los medios de manejar estas máquinas tan complejas.

Este libro consta de ocho secciones:

Sección 1: Selección. Incluye tres artículos sobre la selección de compresores en las plantas de las industrias de procesos químicos. Se describe cómo funcionan, cómo se seleccionan y el mejor lugar para instalarlos en la planta.

Sección II: Cálculos y evaluaciones. Una serie de artículos que explican y ayudan a simplificar procedimientos como el empleo de las curvas para evaluar el comportamiento de los compresores centrífugos, la predicción de funcionamiento en condiciones que no son de diseño en interenfriadores y postenfriadores, la adaptación de un compresor centrífugo, la determinación de las temperaturas y otros temas.

Sección III: Control de oscilaciones. Se incluyen estrategias de control para eliminar las oscilaciones en compresores centrífugos, turbocompresores y de etapas múltiples. Se explican las oscilaciones de presión en detalle y los métodos convencionales de control para eliminarlas. Se incluyen métodos mejorados.

Sección IV: Operación y mantenimiento. Se presentan aquí las formas de lubricar los compresores de aire; operar con seguridad los compresores para oxígeno, seleccionar y mantener las bielas de compresores reciprocantes y lograr un funcionamiento sin problemas.

Sección V: Sellos y empaquetaduras. Se estudian en detalle los sellos mecánicos y empaquetaduras junto con su selección, instalación, funcionamiento, detección de fallas y mantenimiento.

Sección VI: Motores primarios. Se describen las turbinas de vapor y de gas, que son los principales. Estos se utilizan para mover equipos y se detallan su teoría y funcionamiento.

Sección VII: Unidades motrices de velocidad ajustable. Se describen los cinco tipos básicos: c.a. de estado sólido, c. c. de estado sólido, mecánicas, electromecánicas y fluidas.

Sección VIII: Ventiladores y sopladores. Se incluyen porque tienen una estrecha relación con los compresores. Se muestra la forma de seleccionar ventiladores y sopladores, establecen la curva de rendimiento de un ventilador centrífugo y de emplear los ventiladores de flujo axial para mover gases.

Todo el material que se presenta en las ocho secciones es de índole general y tan amplio como ha sido posible y le dará al lector vasta información acerca de los compresores y equipo relativo. Esta *GUÍA PARA EL USO DE COMPRESORES* sugerida por *Chemical Engineering* seguirá siendo una útil obra de consulta en años futuros.

Sección 1

Selección

Compresores y bombas: Los impulsores de fluidos más importantes

Claves para la selección de compresores

Cómo obtener la mejor distribución física de la planta para bombas y compresores

Compresores y Bombas:. ‘Los impulsores de fluidos más importantes

Se presenta una guía de la estructura y características de funcionamiento de compresores y bombas centrífugas y de desplazamiento positivo y la información necesaria para asegurar la selección correcta y funcionamiento libre de problemas.

Robert W. Abraham, The Badger Co.

La tendencia en la industria de procesos químicos es construir plantas cada vez más grandes con equipo de un solo componente, más grande y confiable.

La confiabilidad del equipo rotatorio siempre se debe definir en términos de la duración esperada de la planta y el tiempo de amortización requerido para producir utilidades al propietario. Muchas plantas de productos químicos tienen una duración esperada de cinco años o menos, pues el proceso ya será anticuado al cabo de ese tiempo, mientras que las refinerías o las plantas petroquímicas tienen un tiempo de amortización de 10 a 15 años o más.

Hay algunas preguntas de primordial importancia que parecen no tener relación entre sí, para evaluar, seleccionar e instalar equipo rotatorio. ¿Va a ser la planta de proceso continuo o por cargas a lotes? ¿Qué prima se aplica al costo de operación contra el costo del capital? ¿Se cuenta con personal idóneo para mantenimiento o se piensa minimizar la mano de obra con un control más automático del proceso?

Con esos datos, presentes, se puede tratar de evaluar y utilizar el equipo existente en el mercado.

El “corazón” de muchos procesos y el que más problemas puede ocasionar es el compresor. Cuando se selecciona un tipo de compresor, es indispensable contar con todas las condiciones del proceso para su examen. Si hay algún especialista en la planta, debe estar informado de esas condiciones; no hacerlo, ha ocasionado infinidad de problemas.

En la figura 1 se ilustran los límites de funcionamiento de los compresores de mayor empleo en la IPQ. Se debe tener cuidado al aplicar la figura 1 porque se pueden utilizar dos o más tipos de compresores y hay que estudiar las opciones. El primer paso es definir los tipos y principios de funcionamiento de los compresores.

Compresores centrífugos

En un compresor centrífugo se produce la presión al aumentar la velocidad del gas que pasa por el impulsor y, luego, al recuperarla en forma controlada para producir el flujo y presión deseados. En la figura 2 se ilustran un impulsor y difusor típicos. La forma de la curva característica depende del ángulo de los álabes del impulsor en el diámetro exterior del mismo y también del tipo de difusor. En la referencia 1 se presenta la teoría y técnica de operación de los diferentes tipos de impulsores. Estos compresores suelen ser unitarios, salvo que el flujo sea muy grande o que las necesidades del proceso exijan otra cosa.

La mayor parte de los impulsores para la IPQ son del tipo de inclinación hacia atrás o inversa, que permite mejor control porque su curva de rendimiento tiene mayor pendiente. La velocidad en las puntas de un impulsor convencional suele ser de 800 a 900 ft/s. Esto significa que el impulsor podrá producir alrededor de 9 500 ft de carga, lo que depende del gas que se comprima. Si se requieren valores más altos, se emplean com-

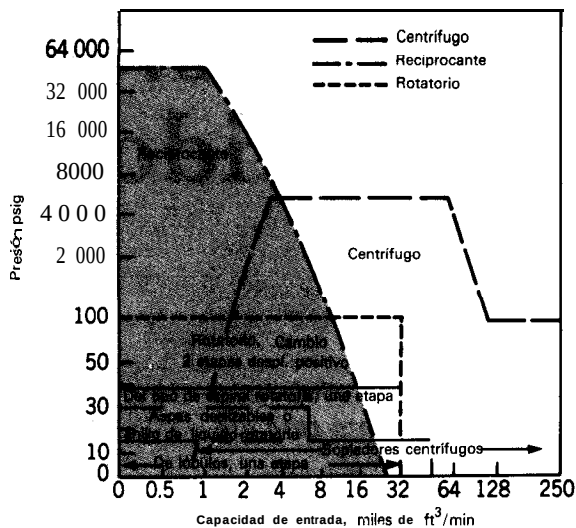


Fig. 1 Los compresores cubren límites amplios para uso en procesos

presores de etapas múltiples. Los gases pesados como el propano, el propileno o freón necesitan una reducción en la velocidad en las puntas, porque estos gases tienen velocidades sónicas más bajas, comparadas con el aire. Para ellos, el número de Mach relativo en el lado del impulsor está limitado a 0.8.

En la referencia bibliográfica 2 se encuentra un resumen que describe la razón del cambio de las curvas características. Cuando se evalúa un compresor centrífugo, se debe prestar mucha atención al porcentaje de aumento en la presión, desde el punto normal de funcionamiento hasta el punto de oscilación. Este punto se define como el lugar en donde una reducción adicional en el flujo ocasionará inestabilidad en forma de flujo a pulsaciones y pueden ocurrir daños por sobrecalentamiento, falla de los cojinetes por la inversión de empuje o por vibración excesiva.

Debido a las altas velocidades de los compresores centrífugos, se debe tener más cuidado con el balanceo del rotor. La industria ha aceptado, en general, la siguiente fórmula para los límites de vibración permisibles en el eje o árbol del compresor:

$$Z = \sqrt{12\,000/n}$$

en donde Z es el límite de vibración permisible, pico a pico, en mils (milésimas de pulgada) y n es la velocidad, en rpm. Z tiene un límite máximo de 2.0 mil a cualquier velocidad. Debido a las altas velocidades, muchos usuarios especifican la instalación de monitores de vibración del tipo sin contacto para detectar las vibraciones excesivas del eje.

Según sea el sistema para el proceso, se necesitan diversos controles contra oscilación para evitar que el compresor llegue al valor en el cual se producen. Por lo general, se debe incluir un factor de seguridad de 5 a 10 % para los controles automáticos. Los circuitos de resistencia simple quizá no necesitarán controles contra

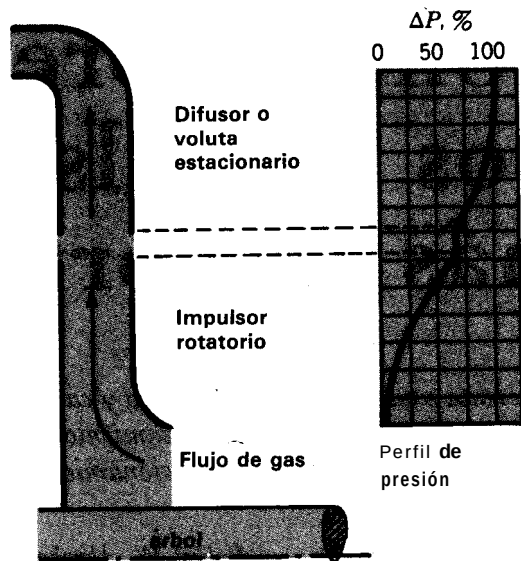


Fig. 2 Flujo de gas en un compresor centrífugo

oscilaciones porque nunca se llegará a la línea en que se producen (Fig. 3).

Cuando se aplica una contrapresión fija en el compresor, se debe tener cuidado especial para seleccionar una curva de rendimiento de pendiente pronunciada; es decir, un aumento en la carga de alrededor de 10 a 15 % desde el punto nominal hasta el punto de oscilación o inestabilidad (Fig. 4). Cuando se recircula el gas en el circuito contra oscilaciones, hay que enfriarlo antes de devolverlo a la entrada del compresor. Además, si se desea velocidad variable, se utiliza un control de presión para regular la velocidad de la unidad motriz.

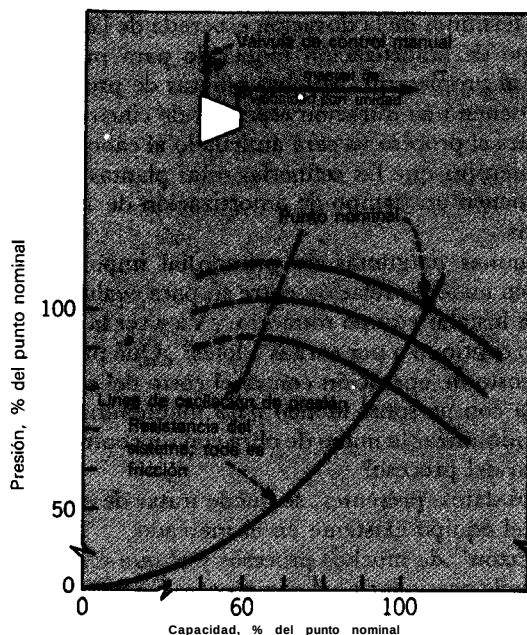


Fig. 3 La resistencia al flujo se debe sólo a la fricción

Cuando se requieren contrapresión y caída por fricción fijas, se necesitará un sistema contra oscilaciones, en especial si pueden haber grandes variaciones en el flujo y la presión (Fig. 5). El aumento en la carga desde el punto nominal hasta el de oscilación debe ser, cuando menos, del 10% para tener buena estabilidad. El sistema de control es el mismo que el de la figura 4 y, por lo general, estará basado en la medición del flujo en el compresor. También en este caso se debe enfriar el flujo en derivación (*bypass*) antes de devolverlo al compresor.

Para el proceso, el compresor centrífugo tiene la ventaja de que envía gas libre de aceite y de que no hay piezas que se desgasten en la corriente del compresor. Hay disponibles varios tipos de sellos de extremo. La selección depende de la presión de succión del compresor, porque casi todos tienen el extremo de descarga equilibrado contra la presión de succión; es decir, los extremos de entrada y descarga del compresor tienen la presión de succión. A continuación se mencionan tipos de sellos y sus límites normales de presión. La configuración se muestra en la figura 6

Tipo de sello	Presión aproximada, psig
Laberinto	15
Anillo de carbón	100
Contacto mecánico	500
Película de aceite	3 000 0 mayor

Hay variantes de estos sellos. Por ejemplo, si el gas de proceso contiene un componente "agrio" como el H_2S ,

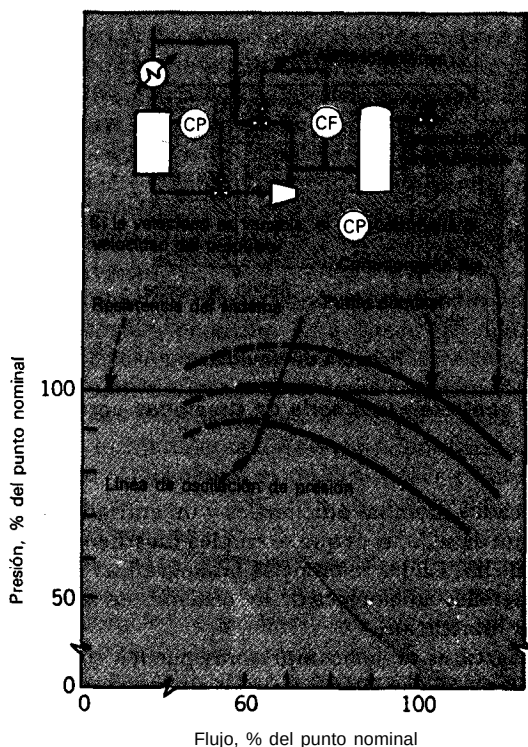


Fig. 4 La contrapresión fija requiere control cuidadoso

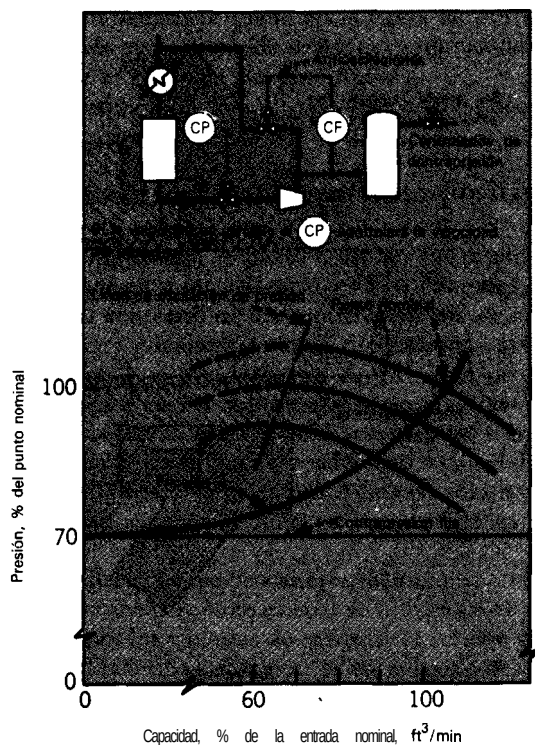


Fig. 5 El control antioscilación maneja la contrapresión fija

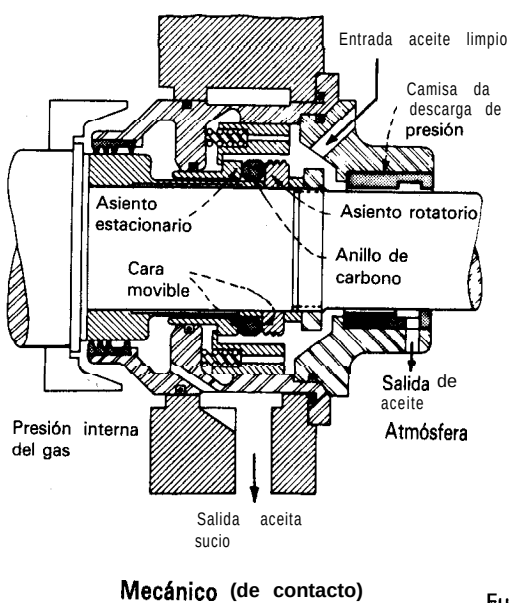
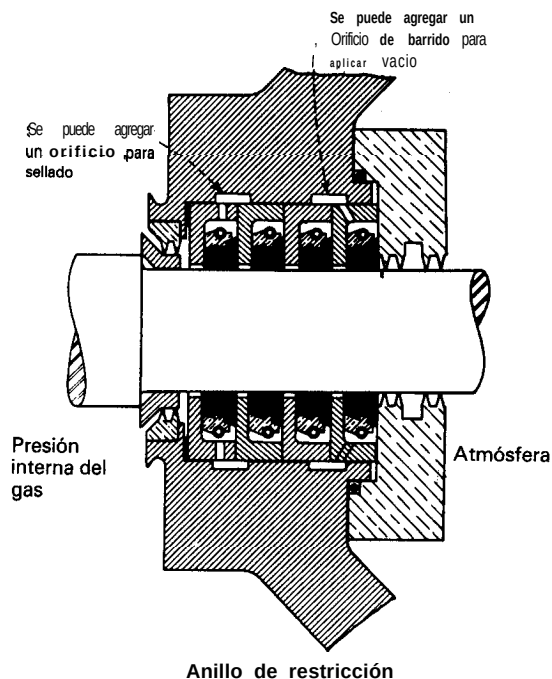
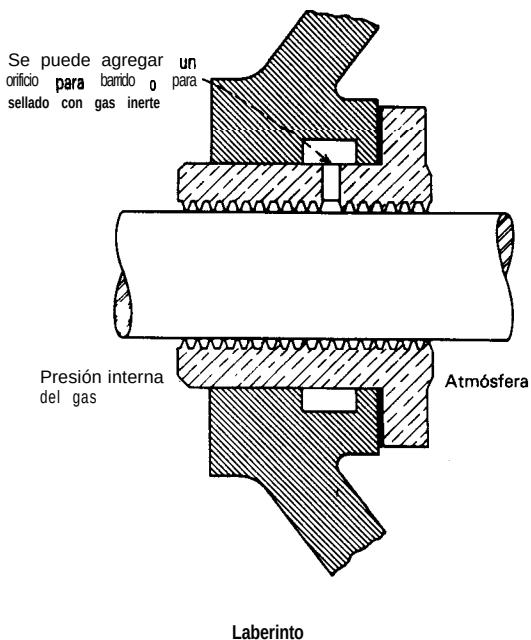
se puede utilizar un gas "dulce" o neutro como el nitrógeno, para amortiguar la zona entre el sello de contacto mecánico o de película de aceite y el gas del proceso (Fig. 6). Se podría utilizar un eductor en combinación con la inyección de gas dulce a fin de que las fugas externas sean en el sentido de la educción.

La ventaja del sello de laberinto es que es del tipo de holgura sin piezas con rozamiento y es el más sencillo de todos. También se utiliza entre las etapas (pasos) de los compresores de etapas múltiples. Su desventaja es la gran cantidad de fugas que permite, las cuales no se pueden tolerar con gases costosos como el nitrógeno o el oxígeno.

Los sellos de anillo de carbón no se suelen utilizar mucho, salvo cuando el gas está limpio o hay un medio amortiguador limpio que incluya un lubricante. Como estos sellos son de mínima holgura, sufren desgaste. Son de menor costo que los sellos de película de aceite o de contacto mecánico y tienen la ventaja de que impiden las fugas externas del gas comprimido.

En el sello de contacto mecánico hay una película de aceite que se mantiene entre sus caras estacionaria y giratoria. Tiene la ventaja de que minimiza el paso de aceite hacia el lado del gas. También es más o menos insensible a la presión diferencial entre la presión de succión del gas y la presión del aceite para sello. Su desventaja es una posible pérdida de la película de aceite, lo cual puede ocasionar serios daños en las caras pareadas.

En el sello de película de aceite, como en el de contacto mecánico, se emplea la película para sellar el gas comprimido de la atmósfera. Al contrario del sello



Fuente API 617

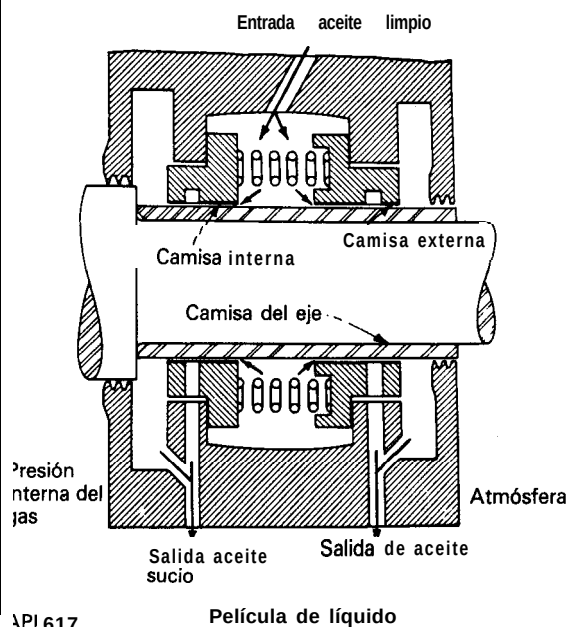


Fig. 6 Los sellos de extremo del eje de compresores centrífugos controlan una serie de presiones con diversos gases

de contacto mecánico, es del tipo con holgura reducida y se necesita una diferencia muy precisa entre la presión de succión y la de sellamiento para minimizar las fugas internas de aceite. Cuando el aceite para el sello es parte del sistema de lubricación, podrían ocurrir pérdidas excesivas y problemas de mantenimiento para eliminar el aceite contaminado y volver a llenar el sistema de lubricación. Este tipo de sello se utiliza por las altas presiones de succión que son comunes en la IPQ.

La desventaja de los sistemas de sellos de película de aceite y de contacto mecánico es que necesitan controles

complicados, bombas adicionales y un enfriador y filtro del aceite de sello, si es que se emplea un sistema separado para ello. En las referencias bibliográficas 2 y 3 aparecen detalles adicionales de los sistemas de aceite para sellos y lubricación.

Las carcasas de los compresores pueden ser del tipo dividido o partido, horizontal o verticalmente, con respecto al eje.

Para el mantenimiento, es más fácil el acceso al rotor con la carcasa dividida horizontalmente que con la que lo está en forma vertical. Sin embargo, la de tipo hori-

zontal tiene capacidad limitada de presión debido a la gran superficie de sellamiento en la unión. El Subcomité de Equipo Mecánico del API estableció un lineamiento que requiere una unión de sellamiento vertical, y la base para cambiar a carcasa dividida verticalmente o de barril es:

Fracción molar de H_2 , %	Presión máxima de trabajo de la carcasa, psig
100	200
90	222
80	250
70	295

Cuando se utiliza carcasa dividida en sentido vertical, se debe dejar espacio para sacar la carcasa interna y el rotor.

La selección del material para las carcasas y rotores depende del gas que se comprima. Algunos estudios recientes indican que los gases que contienen sulfuro de hidrógeno (H_2S) ocasionan corrosión por esfuerzo en las piezas muy esforzadas. Para contrarrestarlo, se necesitan materiales más blandos en el impulsor, lo cual requiere menores velocidades en las puntas del impulsor. En algunos casos, debido a esta reducción de la velocidad, habrá que seleccionar el compresor del tamaño inmediato mayor. Esto quiere decir que se debe informar al fabricante del compresor de todos los componentes del gas y las condiciones de operación.

Las ventajas del empleo de un compresor centrífugo son:

1. En el intervalo de 2 000 a 200 000 ft^3/min , y según sea la relación de presión, este compresor es económico porque se puede instalar una sola unidad.
2. Ofrece una variación bastante amplia en el flujo con un cambio pequeño en la carga.
3. La ausencia de piezas rozantes en la corriente de compresión permite trabajar un largo tiempo entre intervalos de mantenimiento, siempre y cuando los sistemas auxiliares de aceite lubricante y aceite de sellos estén correctos.
4. Se pueden obtener grandes volúmenes en un lugar de tamaño pequeño. Esto puede ser una ventaja cuando el terreno es muy costoso.
5. Cuando se genera suficiente vapor en el proceso, un compresor centrífugo será adecuado para moverlo con una turbina de vapor de conexión directa.
6. Su característica es un flujo suave y libre de pulsaciones.

Las desventajas son:

1. Los centrífugos son sensibles al peso molecular del gas que se comprime. Los cambios imprevistos en el peso molecular pueden hacer que las presiones de descarga sean muy altas o muy bajas.
2. Se necesitan velocidades muy altas en las puntas para producir la presión. Con la tendencia a reducir el tamaño y a aumentar el flujo, hay que tener mucho más cuidado al balancear los rotores y con los materiales empleados en componentes sometidos a grandes esfuerzos.

3. Un aumento pequeño en la caída de presión en el sistema de proceso puede ocasionar reducciones muy grandes en el volumen del compresor.

4. Se requiere un complicado sistema para aceite lubricante y aceite para sellos.

Compresores de desplazamiento positivo

Estos compresores se pueden dividir en rotatorios y reciprocantes para las aplicaciones más comunes en un proceso. Al contrario de los centrífugos, son de capacidad constante y tienen presiones de descarga variables. En la figura 7 se presenta una curva típica de rendimiento, para la cual se supone que la presión y temperatura de succión y la presión de descarga son constantes. La capacidad se cambia por la velocidad o con el descargador de la válvula de succión. Además, sólo hay una pequeña variación en el flujo en una amplia gama de presiones.

Los compresores reciprocantes funcionan con el principio adiabático mediante el cual se introduce el gas en el cilindro por las válvulas de entrada, se retiene y comprime en el cilindro y sale por las válvulas de descarga, en contra de la presión de descarga. Estos compresores rara vez se emplean como unidades individuales, salvo que el proceso requiera funcionamiento intermitente. Por ejemplo, si hay que regenerar un catalizador cada dos o tres meses o se tiene un suministro de reserva en otra fuente, esto daría tiempo para reparar o reemplazar las válvulas o anillos de los pistones, si es necesario. Los compresores reciprocantes tienen piezas en contacto, como los anillos de los pistones con las paredes del cilindro, resortes y placas o discos de válvulas que se acoplan con sus asientos y entre la empaquetadura y la biela. Todas estas partes están sujetas a desgaste por fricción.

Los compresores reciprocantes pueden ser del tipo lubricado o sin lubricar. Si el proceso lo permite, es preferible tener un compresor lubricado, porque las piezas durarán más. Hay que tener cuidado de no lubricar en exceso, porque la carbonización del aceite en las válvulas

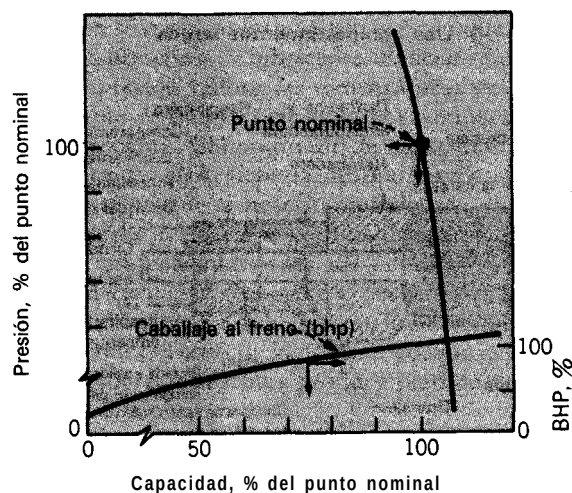
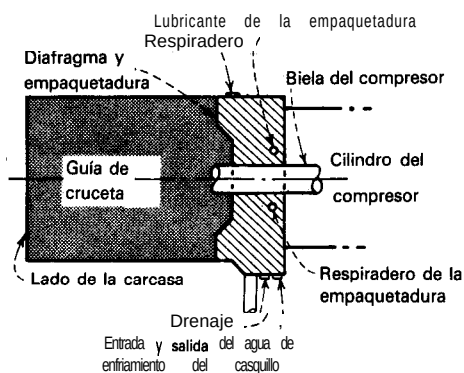
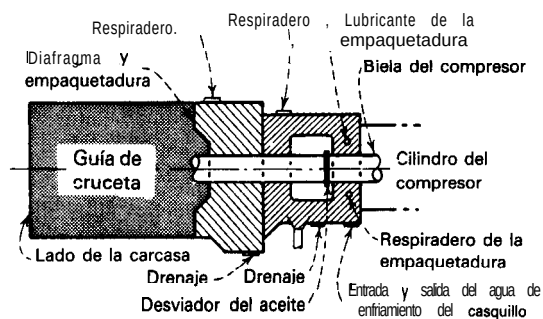


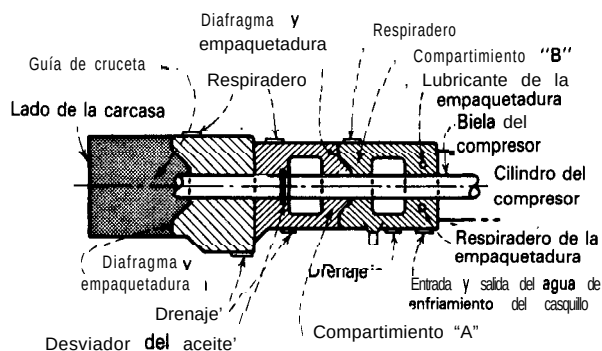
Fig. 7 Curva del compresor de desplazamiento positivo



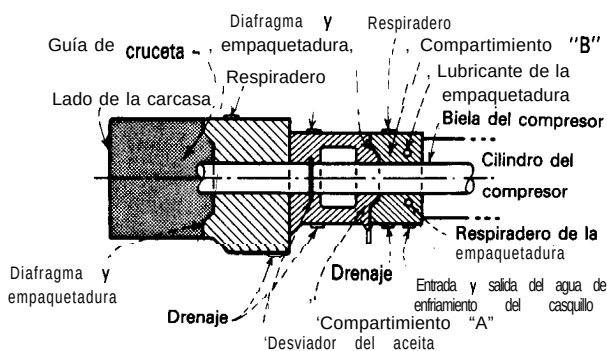
Montaje estándar en cilindro



Compartimiento sencillo



Dos compartimientos largos



Dos compartimientos cortos

Fig. 8 Los espaciadores protegen las zonas contra fugas

las puede ocasionar adherencias y sobrecalentamiento. Además, los tubos de descarga saturados con aceite son un riesgo potencial de incendio, por lo que se debe colocar corriente abajo un separador para eliminar el aceite. Los problemas más grandes en los compresores con cilindros lubricados son la suciedad y la humedad, pues destruyen la película de aceite dentro del cilindro.

La mejor forma de evitar la mugre es utilizar coladores temporales en la succión para tener un sistema limpio al arranque. La humedad y los condensables que llegan a la succión del compresor se pueden evitar con un separador eficaz colocado lo más cerca que sea posible del compresor. Si se va a comprimir un gas húmedo, habrá que pensar en camisas de vapor o precalentamiento del gas de admisión, corriente abajo del separador.

En los compresores sin lubricación, la mugre suele ser el problema más serio, y hay otros problemas que puede ocasionar el gas en sí. Por ejemplo, un gas absolutamente seco puede ocasionar un severo desgaste de los anillos; en este caso, hay que consultar con el fabricante, pues constantemente se obtienen nuevos datos de pruebas. En los compresores no lubricados, los anillos del pistón y de desgaste se suelen hacer con materiales rellenos con teflon, bronce, vidrio o carbón, según sea el gas que se comprime. El pulimento del cilindro a 12 μ (rms.) suele prolongar la duración de los anillos (Ref.4). La empaquetadura es susceptible del mismo desgaste que los anillos del pistón.

Si se comprime un gas agrio o si el lubricante utilizado para el cilindro no es compatible con el empleado en el cuerpo del compresor o viceversa, se debe especificar un espaciador extralargo; en la figura 8 se ilustran las configuraciones de algunos. Cuando el gas es peligroso, se debe especificar un espaciador doble, y el que está junto al cilindro se debe purgar con un gas inerte.

Las fugas por la empaquetadura se deben enviar a un sistema de quemador o devolverlas a la succión. Los compresores lubricados pueden necesitar tubos separados para lubricar la empaquetadura, aunque en los cilindros de diámetro pequeño quizá no se requieran. Las empaquetaduras de teflon sin lubricación suelen necesitar enfriamiento por agua, porque su conductividad térmica es muy baja. Si se manejan gases a temperaturas inferiores a 10°F, el fabricante debe calcular la cantidad de precalentamiento del gas mediante recirculación interna. Esto significa que se necesitará un cilindro un poco más grande para mover el mismo peso de flujo.

Los compresores recíprocos deben tener, de preferencia motores de baja velocidad, de acoplamiento directo, en especial si son de más de 300 hp; suelen ser de velocidad constante. El control de la velocidad se logra mediante válvulas descargadoras, y estas deben ser del tipo de abatimiento de la placa de válvula o del tipo de descargador con tapón o macho. Los descargadores que levantan toda la válvula de su asiento pueden crear problemas de sellamiento. La descarga puede ser automática o manual. Los pasos normales de descarga son 0-100%, 0-50-100%, 0-25-60-75-100% y se pueden obtener pasos intermedios con cajas de espacio muerto o botellas de despejo; pero, no se deben utilizar estas cajas

si puede ocurrir polimerización, salvo que se tomen las precauciones adecuadas.

Enfriamiento de los cilindros

Si las relaciones de presión son bajas y la temperatura de descarga es de 190°F o menor, se puede utilizar un sistema estático cerrado o uno de enfriamiento por termosifón. En este caso se debe tener cuidado de no hacerlo funcionar durante un tiempo prolongado sin carga. En otra forma, se debe utilizar un sistema forzado con circuito cerrado. La temperatura de entrada del agua de enfriamiento se debe mantener siempre, cuando menos 10°F por arriba de la temperatura de succión del gas de entrada, para evitar que se forme condensación en el cilindro del compresor.

La temperatura en la descarga de compresores sin lubricación para procesos se debe mantener a un máximo de 350°F; en los compresores lubricados se debe mantener a 300°F. Si se emplean lubricantes sintéticos, se puede aumentar la temperatura a 350°F, pero hay que determinar que estos lubricantes no actúen como **removedores** de pintura.

Esos límites se pueden reducir. Por ejemplo, el oxígeno en compresores no lubricados se debe limitar a una temperatura de descarga de 300°F; en los compresores para cloro se debe limitar a 225°F para evitar la carbonización (Ref.9)

Cargas, velocidades y pulsaciones del compresor

Los compresores se clasifican de acuerdo con las cargas en la biela. Una carrera más larga significa, por lo general, mayores cargas nominales en la biela y mayor capacidad de presión diferencial y de caballaje. La mayor parte de los fabricantes han establecido los tamaños requeridos para la carcasa. Es importante no exceder las cargas en la carcasa y en la biela, ni siquiera cuando funciona la válvula de seguridad.

Las velocidades promedio del pistón en compresores no lubricados deben ser de unos 700 ft/min máximo; en los lubricados, puede llegar a un máximo de unos 850 ft/min. Las velocidades de rotación en los compresores de trabajo pesado deben ser inferiores a 600 rpm y todavía más bajas en los de alto caballaje, de más de 400 hp.

Las pulsaciones de presión son inherentes en los compresores recíprocos y las ocasiona el movimiento alternativo del pistón. Para evitarlas, se instalan amortiguadores de pulsaciones lo más cerca que sea posible del compresor. La siguiente fórmula puede servir como guía para tener máxima limitación de pulsaciones pico a pico en los tubos de succión y descarga del compresor:

$$P_1 = \frac{1.5}{\sqrt{0.001p}}$$

en donde **P**₁ es la pulsación máxima permisible en porcentaje, y p es la presión media efectiva en la tubería, psia. El valor de **P**₁ es el que se obtiene con la fórmula, 0.1 %, lo que sea mayor. Si se cumple con estos límites,

no sólo se reducirán las pulsaciones, sino que se tendrá mejor funcionamiento de las válvulas del compresor.

Para tener la seguridad de que el sistema total del compresor es adecuado, incluyendo la tubería y los tanques, el fabricante debe hacer un estudio semejante. En el caso de sistemas complicados, hay instituciones como el Southwest Research Institute⁵ o similares en otros países, que pueden hacer pruebas de vibraciones mecánicas y acústicas.

Una excelente fuente de información para compresores recíprocos es la Norma API 618.⁶ Si se aplica, aumenta el costo del equipo, pero representa muchos años de experiencia y puede significar la reducción de costosas reparaciones al arranque o después de empezar el funcionamiento.

Compresores rotatorios de desplazamiento positivo

Hay varios tipos de compresores rotatorios de desplazamiento positivo, entre ellos están el de tipo de soplador con lóbulos (como el diseño de Rootes), el tipo de espiral rotatorio SRM, el diseño de anillo de agua y de aspas deslizables. Todos tienen el mismo tipo de curva de rendimiento que el compresor recíproco; es decir, son de capacidad fija con contrapresión variable. Los compresores rotatorios se prestan más para las unidades motrices de velocidad variable, como las turbinas de vapor, que los compresores recíprocos. Por lo general, estos compresores tienen una capacidad máxima de unos 25 000 ft³/min, en los de espiral rotatoria y de lóbulos. El diseño de anillo de agua tiene la ventaja de que el gas no hace contacto con las partes rotatorias metálicas. Los aspectos críticos son la presión de vapor del gas de entrada, comparada con la presión de vapor del líquido que forma el anillo de agua y el aumento de temperatura en el mismo. La presión de vapor del fluido para sellos debe ser muy inferior al punto de ebullición, pues en otra forma se evaporará el anillo de agua, ocasionará pérdida de capacidad y quizá serios daños por sobrecalentamiento.

Como los compresores de aspas deslizables necesitan lubricación sólo se emplean en procesos en que se puede permitir la presencia de lubricante. El aceite en la cámara de compresión reduce las temperaturas de descarga y el consumo de aceite es elevado, por comparación con uno recíproco. El compresor de aspas deslizables es muy compacto, pero tiene la misma desventaja que el recíproco porque se necesitan piezas con rozamiento en la corriente de gas, y la pérdida de lubricante puede ocasionar sobrecalentamiento del cilindro. Estos compresores necesitan interruptores por alta temperatura del agua y del aire. La reducción en la velocidad se limita a alrededor del 60% de la normal, porque la disminución en la fuerza centrífuga produce pérdida de eficiencia de sellamiento.

Los tipos más comunes de compresores rotatorios de desplazamiento positivo en la IPQ son los de espiral y de lóbulos rotatorios, que ofrecen la ventaja de que el aire no contiene aceite, porque no hay contacto con ninguna parte en la zona de compresión. Su diseño **rotato-**

rio les da una capacidad mucho mayor que la del compresor recíprocante y sin problemas de pulsaciones.

Se utilizan engranes de sincronización para mantener la separación entre los rotores para que no se toquen. En el soplador del tipo Rootes, estos engranes transmiten alrededor del 30% del par motor, mientras que en los de espiral rotatoria transmiten alrededor del 10% del par. Como se trata de compresores de desplazamiento positivo, se debe colocar una válvula de desahogo entre el compresor y la válvula de bloque.

El tipo con lóbulos de Rootes tiene poca capacidad para presión diferencial; por lo general, de unas 15 psig. El de espiral rotatoria puede tener presión diferencial mucho más alta. Ambos tienen un deslizamiento fijo que ocasiona derivación interna y precalentamiento del gas en la succión. Cuanto más baja sea la velocidad en un tamaño dado, mayor será la derivación interna. Si la velocidad es muy baja, habrá sobrecalentamiento, con posibles daños en los rotores. El fabricante, por tanto, debe especificar la velocidad mínima de funcionamiento.

Si la temperatura de descarga del compresor de espiral rotatoria pasa de 350°F, se deben utilizar rotores enfriados por aceite. También conviene determinar si el fabricante especifica una contrapresión mínima, para evitar el juego entre dientes de los engranes de sincronización. Otra precaución aconsejable es pedir al fabricante que haga un análisis torsional del compresor y de la unidad motriz.

La primera velocidad crítica lateral en estos compresores suele ser mayor que la velocidad de funcionamiento. Se debe establecer esa velocidad crítica para el compresor y la unidad motriz, y debe ser, cuando menos, 20% más alta que la máxima de funcionamiento y, además, será la velocidad de disparo si se utiliza unidad con turbina.

Cabe mencionar que estos compresores son muy ruidosos y no suelen tener protección como silenciadores de succión y descarga, y pueden necesitar casetas con aislamiento acústico, pues algunos reglamentos ya lo exigen. Véase la referencia 8.

Bombas para procesos

En casi todos los procesos, se transfiere el líquido de un recipiente a otro con una bomba. La más común es la bomba centrífuga, que funciona con los mismos principios que los compresores de ese tipo, excepto que el líquido que manejan es incompresible. Sus grandes espacios libres y el hecho de que no tienen piezas en donde haya rozamiento, excepto los cojinetes y sellos, les han dado la preferencia en muchas aplicaciones.

Algunos lineamientos para especificar y evaluar las bombas centrífugas son:

1. Para capacidad de 20 a 500 gpm, se utilizan bombas horizontales de la norma B73.1-1974 ANSI,¹⁰ aunque también las hay con capacidades hasta de 1 500 gpm. Estas bombas suelen estar limitadas a unos 500°F. Es probable que las de menos de 20 gpm necesiten una derivación con flujo máximo. Las bombas verticales, en línea, tienen la ventaja de que no necesitan cimentaciones en los tamaños de menos de 50 hp ni tuberías con

determinada flexibilidad. En las de tamaño más grande, hay que construir bases para montarlas. La norma¹⁰ también incluye la dimensión estándar entre las bridas.

2. Según sea el tamaño de la bomba, la viscosidad máxima es entre 3 000 y 5 000 SSU; si es más elevada, se puede pensar en el empleo de bombas de desplazamiento positivo. Cuando es posible, se recomienda calentar el líquido para reducir su viscosidad.

3. Las bombas para altas temperaturas y presiones se deben especificar según la norma API 610.¹²

4. Es importante comprobar que la carga neta positiva de succión disponible ($NPSH_A$) sea mayor que la requerida ($NPSH_R$) por la bomba. La ($NPSH_A$) se define como la carga neta positiva de succión disponible mayor que la presión de vapor del líquido, más la carga de succión (o menos la altura de aspiración), menos las pérdidas por fricción. En algunas plantas se utiliza un margen de seguridad de 2 ft o más entre la ($NPSH_R$) requerida y la disponible, para evitar problemas después de la instalación.

5. Los gases no disueltos en los líquidos alteran la capacidad de las bombas centrífugas; se deben limitar a un 5% como máximo.

6. Algunos procesos requieren que la bomba funcione con bajo flujo; todas las centrífugas tienen un flujo mínimo con el que su funcionamiento es satisfactorio. Si no trabajan con ese mínimo, ocurrirá sobrecalentamiento de la bomba y menor duración de los cojinetes. La forma de resolver este problema es instalar una válvula de derivación para flujo mínimo (Fig. 9) el cual puede ser continuo o con control automático. Si la válvula de derivación tiene control automático, se abrirá cuando se llegue al flujo mínimo. Si la carga diferencial pasa de 200 ft. en el tubo para flujo mínimo, se requiere un orificio o puede instalarse una válvula de control. El sistema de derivación continua se emplea cuando se requiere poca potencia o baja presión de descarga. El flujo en el orificio para flujo mínimo se debe sumar al del pro-

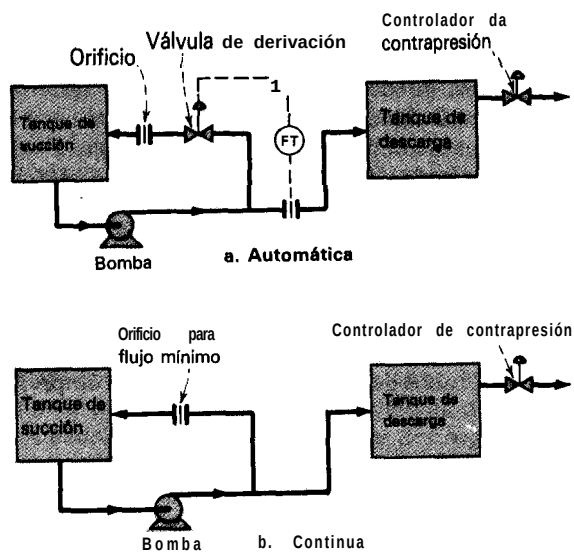


Fig. 9 La derivación mantiene la bomba en funcionamiento con bajo flujo

ceso cuando se determine el tamaño de la bomba. Los orificios deben ser del tipo de pasos múltiples si la carga diferencial es de 300 ft. o más, o cuando ocurre vaporización. En ambos sistemas, el flujo mínimo normal es de 20 a 25 % del que hay en el punto de máxima eficiencia. El aumento en la carga debe ser, cuando menos, de 10 % entre el valor nominal y el punto de corte. Para no tener que calentar el flujo de succión, el flujo mínimo siempre se debe devolver al recipiente de succión y no al tubo de succión de la bomba. Estos sistemas sólo se necesitan si puede variar el flujo del proceso; si éste es fijo y cerca de su valor nominal, no se necesitan válvulas de derivación.

7. Cuando sea posible, es conveniente emplear motores eléctricos bipolares. Cuanto más alta sea la velocidad, mayor será la eficiencia y menor el costo de la bomba, aunque ésta requiere una NPSH más alta. Siempre se debe ponderar el costo de la bomba en contra del de elevar un recipiente para tener NPSH adecuada.

8. Siempre se deben especificar bombas que tengan curvas de ascenso constante. Las bombas que funcionan en paralelo deben tener un ascenso de 15 % entre el punto nominal y el corte.

9. Se debe tener cuidado con las bombas con impulsor de flujo mixto, en particular con las de capacidad mayor a 2 000 gpm, porque algunas pueden tener presión de corte hasta 200% de la nominal. Esto puede ocasionar problemas en el equipo de corriente abajo, por lo cual se debe diseñar para la presión de corte o instalar una válvula de desahogo.

10. Las bombas centrífugas no son autocebantes y deben tener succión inundada o, cuando hay altura de aspiración, un dispositivo para vacío con el fin de reducir la presión en la carcasa de la bomba para que el líquido pueda entrar en ella por la diferencia de presión. No obstante, hay bombas centrífugas autocebantes.

11. Para servicio con temperaturas mayores de 350°F, en bombas grandes de una etapa o en las de etapas múltiples para más de 150°F, se debe tener un sistema de calentamiento para asegurar una dilatación térmica uniforme.

12. Las primeras velocidades críticas en las bombas de una etapa suelen ser mayores que la de funcionamiento. Pero, en bombas de etapas múltiples ésta puede ser menor que la primera velocidad crítica.

13. La mayor parte de las bombas centrífugas tienen velocidad específica inferior a 2 000¹³. En las bombas grandes para torres de enfriamiento o para carga puede ser hasta de 5 000:

$$N_s = n \sqrt{Q/H^3}$$

en donde: N_s es la velocidad específica, n es la velocidad, rpm, Q es el flujo, gpm y H es la carga, ft. en el punto de máxima eficiencia.

Las bombas centrífugas suelen tener control por flujo o por nivel. Al contrario de la curva característica del compresor centrífugo, la de la bomba, por lo general, sube desde el punto nominal hasta el de corte.

Si la bomba es de tamaño mayor al necesario y la presión del sistema es baja, la bomba puede funcionar al fi-

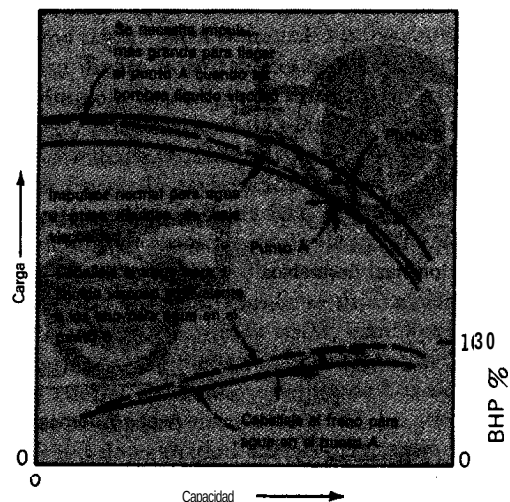


Fig. 10 La viscosidad del líquido influye en la bomba centrífuga

nal de la curva, lo que ocasionará vibración excesiva y mayores cargas en los cojinetes. Si se necesita capacidad adicional para el futuro, hay que utilizar un controlador de flujo con una derivación para mínimo flujo según las condiciones actuales de operación.

En las bombas que manejan líquidos con viscosidad mayor de 100 SSU, se debe determinar si hay una posible corrección por viscosidad.¹³ En la figura 10 se presenta un ejemplo de cómo la viscosidad puede influir en la curva de rendimiento de la bomba. Se verán la caída en la capacidad y la carga cuando se trabaja con un líquido viscoso. La cantidad de reducción de la carga y del flujo dependen de la viscosidad del líquido y del tipo y tamaño de la bomba. En la curva (Fig. 10) habría que incrementar el impulsor seleccionado hasta el punto B si se desea operar en el punto A. Si se selecciona el motor sin tener en cuenta la disminución en la eficiencia, puede ocurrir sobrecarga del motor en el punto A.

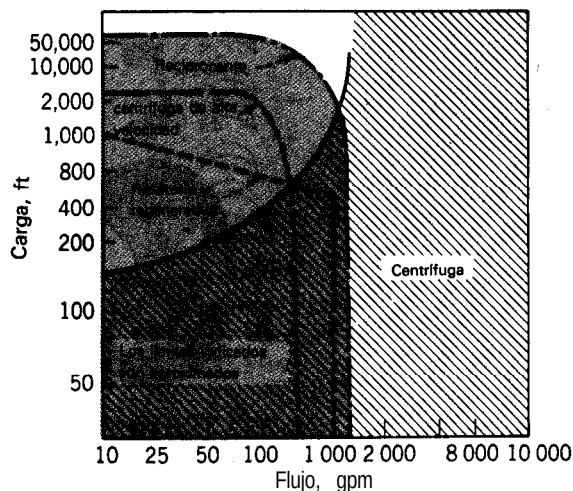
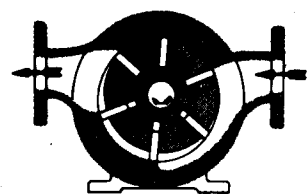
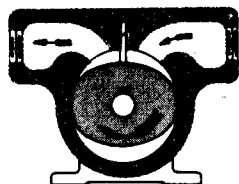


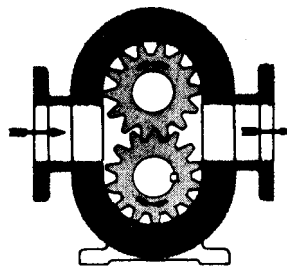
Fig. 11 Las bombas tienen muchas capacidades para líquidos de procesos



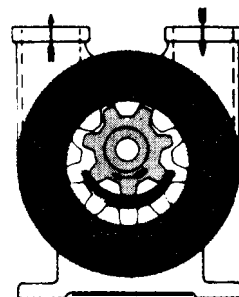
Aspas (paletas) deslizables



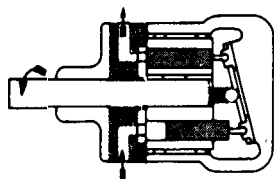
Aspas Externas



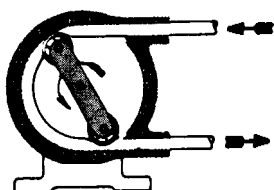
Engranos externos



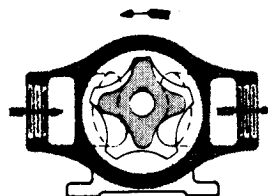
Engranos internos
(con media luna)



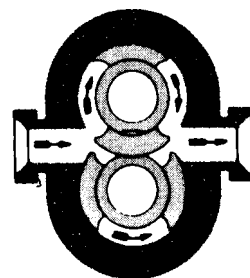
Pistón axial



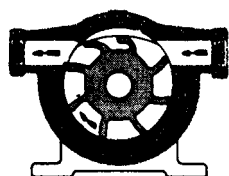
Tubo flexible



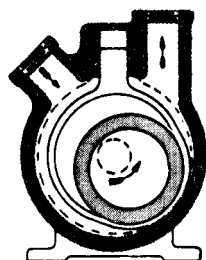
Engranos internos
(sin media luna)



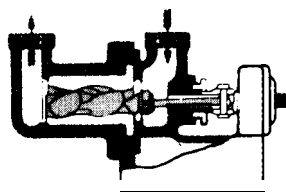
Pistón circunferencia1



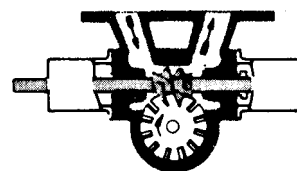
Aspas flexibles



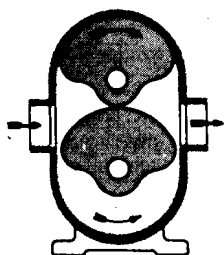
Camisa flexible



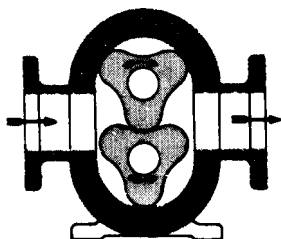
Espiral sencilla



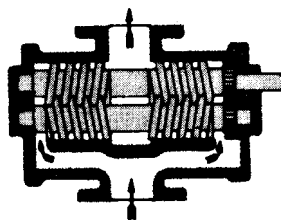
Espiral y rueda



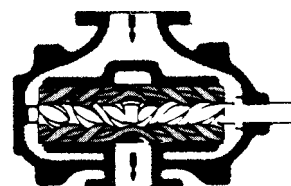
Lóbulo sencillo



Tres lóbulos



Espiral doble



Tres espirales

Fuente: Hydraulic Institute Standars

Fig. 12 Las bombas rotatorias de desplazamiento positivo manejan muchos líquidos, por lo general viscosos con flujos hasta de 500 gpm

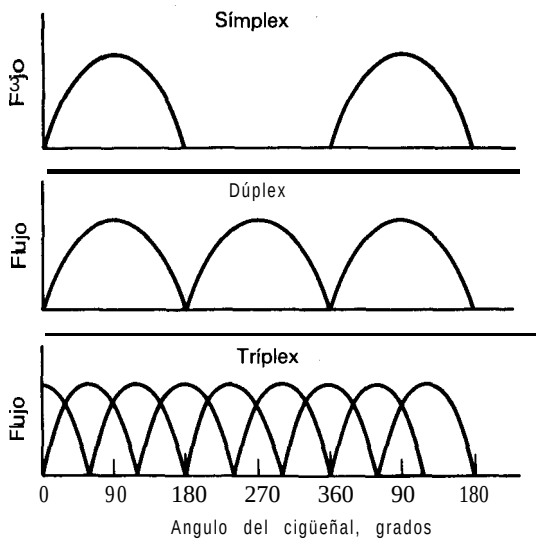


Fig. 13 Flujo de descarga de bombas reciprocantes

La mayor parte de las bombas para la IPQ tienen sellos mecánicos, los cuales son de los tipos balanceado o desbalanceado, según sean la presión en el prensaestopas y la velocidad periférica de las caras correlativas de los sellos. Se emplean, por lo general, sellos sencillos, excepto si el líquido es peligroso o abrasivo; entonces se emplea sello doble.

Bombas de desplazamiento positivo

Estas bombas suelen ser adecuadas para aplicaciones con bajo flujo y carga elevada (Fig. 11). Siempre que sea posible, se deben utilizar bombas centrífugas. Para viscosidades mayores de 3 000 SSU, se debe pensar primero en una bomba rotatoria. Para flujos de alrededor de 100 gpm y con viscosidades de 100 SSU y mayores, se necesitan bombas de desplazamiento positivo. Los tipos generales para los procesos químicos son reciprocantes o rotatorias, sean éstas de engranes o de espiral. Estas bombas funcionan con los mismos principios que los compresores de desplazamiento positivo excepto que el líquido no se puede comprimir a presiones inferiores a 3 000 psi; si son mayores, hay que tener en cuenta la compresibilidad. Además, tienen espacios libres muy

de bombas rotatorias. Igual que en los compresores de desplazamiento positivo, la capacidad permanece constante, pero varía la contrapresión.

Las bombas reciprocantes suelen ser para bajo volumen; igual que en el compresor reciprocante, el movimiento rotatorio se convierte en alternativo con un cigüeñal y una cruceta. Se succiona el líquido hacia el cilindro y se le aplica presión en contra de la válvula de descarga del sistema. Estas bombas también tienen flujo o pulsaciones; para reducirlo, se deben mantener bajas velocidades en el lado de succión, de 2 a 3 ft/s o menos, y las velocidades de descarga deben ser de 3 a 4 ft/s. Las pulsaciones también se pueden reducir con un amortiguador o un acumulador.

Las bombas reciprocantes grandes se suelen especificar del tipo triplex para reducir las pulsaciones. En la figura 13 se ilustra la diferencia entre las curvas de una bomba simplex, una dúplex y una triplex, espaciadas en ésta 120°, y además tiene una curva mucho más suave. Cuando se calcule la *NPSH* disponible, hay que tener en cuenta la carga de aceleración y la velocidad máxima para la bomba triplex. En la Ref. 14 aparece un procedimiento detallado para el cálculo de la *NPSH* disponible en bombas reciprocantes.

En las bombas reciprocantes se utiliza una empaquetadura o un sello de anillos en V; esto significa que se deben descargar las fugas en algún lugar, lo cual se debe tener en cuenta al instalar el equipo. Las bombas reciprocantes pequeñas, de menos de 25 hp, tienen unidades motrices de velocidad variable, como la Reeves. En las de más de 25 hp se pueden emplear motores eléctricos de velocidad variable, con acoplamiento por corrientes parásitas o acoplamiento fluido. Las unidades motrices normales para las bombas reciprocantes son con motor eléctrico y un reductor de engranes que debe tener un factor de servicio mínimo de 2.0¹⁷. El motor debe ser de un tamaño que funcione según la graduación de la válvula de desahogo para evitar sobrecargarlo.

Las bombas rotatorias pueden ser de engranes o de espiral rotatoria, con engranes de sincronización o sin ellos, y se emplean para materiales viscosos. Estas bombas no son muy adecuadas para líquidos abrasivos o de

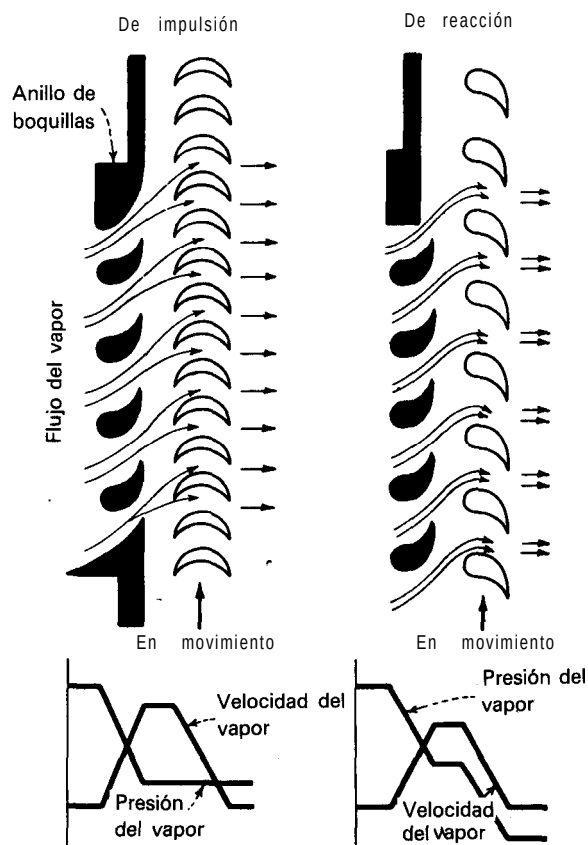


Fig. 14 Flujo de vapor en turbinas de impulsión y de reacción

baja viscosidad. Para los líquidos abrasivos se necesitan rotores especiales, y los cojinetes y engranes de sincronización deben ser externos.

Las bombas rotatorias pueden manejar aproximadamente hasta 500 gpm. Si la viscosidad es menor de 100 SSU, se deben utilizar engranes de sincronización. Pero con engranes externos se necesitarán, cuando menos, cuatro prensaestopas, lo cual significa mayor posibilidad de fugas. Para líquidos lubricantes limpios, como los aceites lubricantes y combustibles a menos de 200°F y de 100 psi., y con viscosidad mayor de 100 SSU es probable que se puedan utilizar bombas de engranes.

Cuando los líquidos que se manejan con estas bombas se pueden solidificar a la temperatura ambiente, la bomba debe tener camisas o calentamiento por vapor. Si se especifica esta modificación, se debe tener cuidado de que la temperatura del vapor no exceda la especificada para los materiales de la bomba o de los sellos. Se debe especificar una válvula de desahogo (alivio) entre la bomba y la primera válvula de corte corriente abajo.

Referencias

5. Southwest Research Institute, San Antonio, Tex.
6. "Reciprocal Compression for General Refinery Service," API 618, American Petroleum Institute, Washington, D. C.
7. "Engineering Data Book," Natural Gas Processors Suppliers Assn., Tulsa, Okla., 1973.
8. Abraham, R. W., Selection of Rotary Screw Compressors, *Oil Gas J.*, June 12, 1972, pp. 91-93.
9. Jones, C. A., Chlonne: Glamor Product of the CPI, *Power and Fluids From Worthington*, 10, No. 1 (1967).
10. "American National Standard Specification for Centrifugal Pumps for Process Use," ANSI B123.1, American National Standards Institute, New York, 1971.
11. "Vertical Inline Centrifugal Pumps for Process Use," Manufacturing Chemists Assn., Washington, D. C.
12. "Centrifugal Pumps for General Refinery Service," API 610, American Petroleum Institute, Washington, D. C.
13. "Hydraulic Institute Standards," Hydraulic Institute, New York, 1972.
14. Hattiangadi, U.S., Specifying Centrifugal and Reciprocating Pumps, *Chem. Eng.*, Feb 23, 1977, pp. 101-108.

El autor



Robert W. Abraham es supervisor de equipo rotatorio en The Badger Co., One Broadway, Cambridge, MA 02142. Trabaja con grupos de proyectos para todos los tipos de equipo rotatorio para las industrias química, petroquímica y refinerías. Tiene título de ingeniero mecánico

Claves para la selección de compresores

El manejo de gases en las plantas de proceso va desde presiones muy altas hasta un vacío en muchas condiciones de flujo. Se presenta un análisis de las características del equipo para hacer una selección preliminar del compresor de tipo y tamaño adecuados

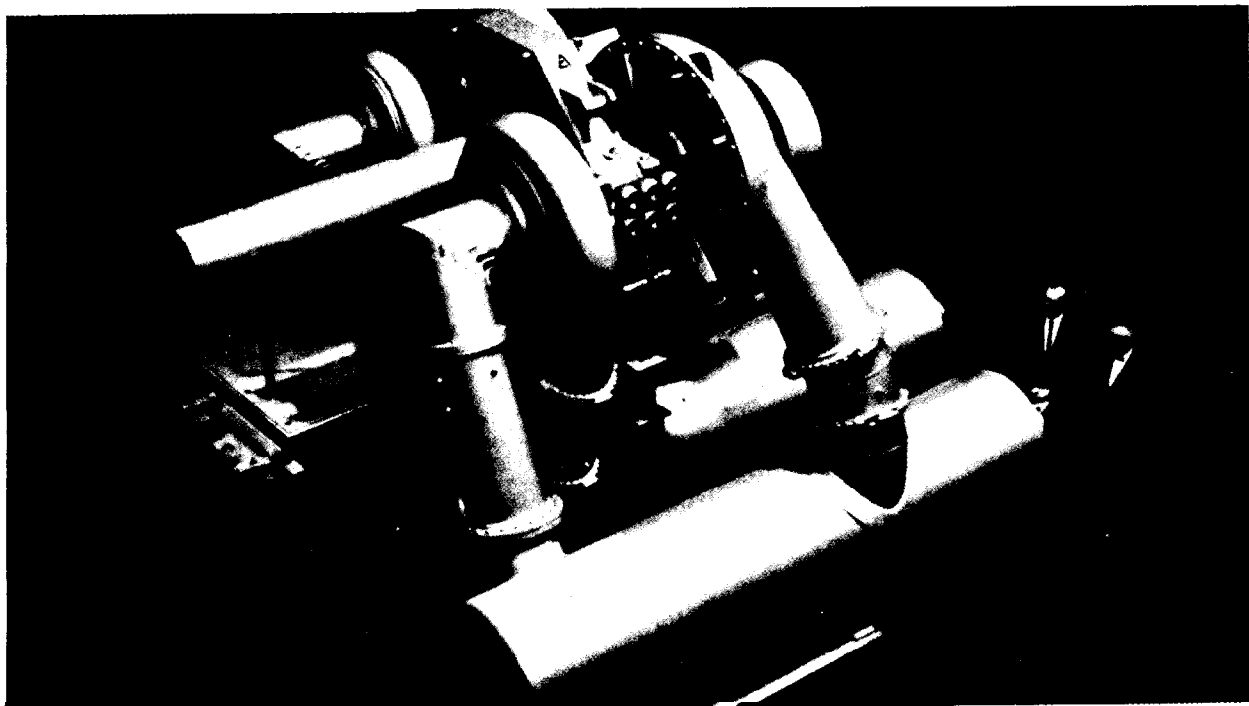
Richard F. Neerken, The Ralph M. Parsons Co.

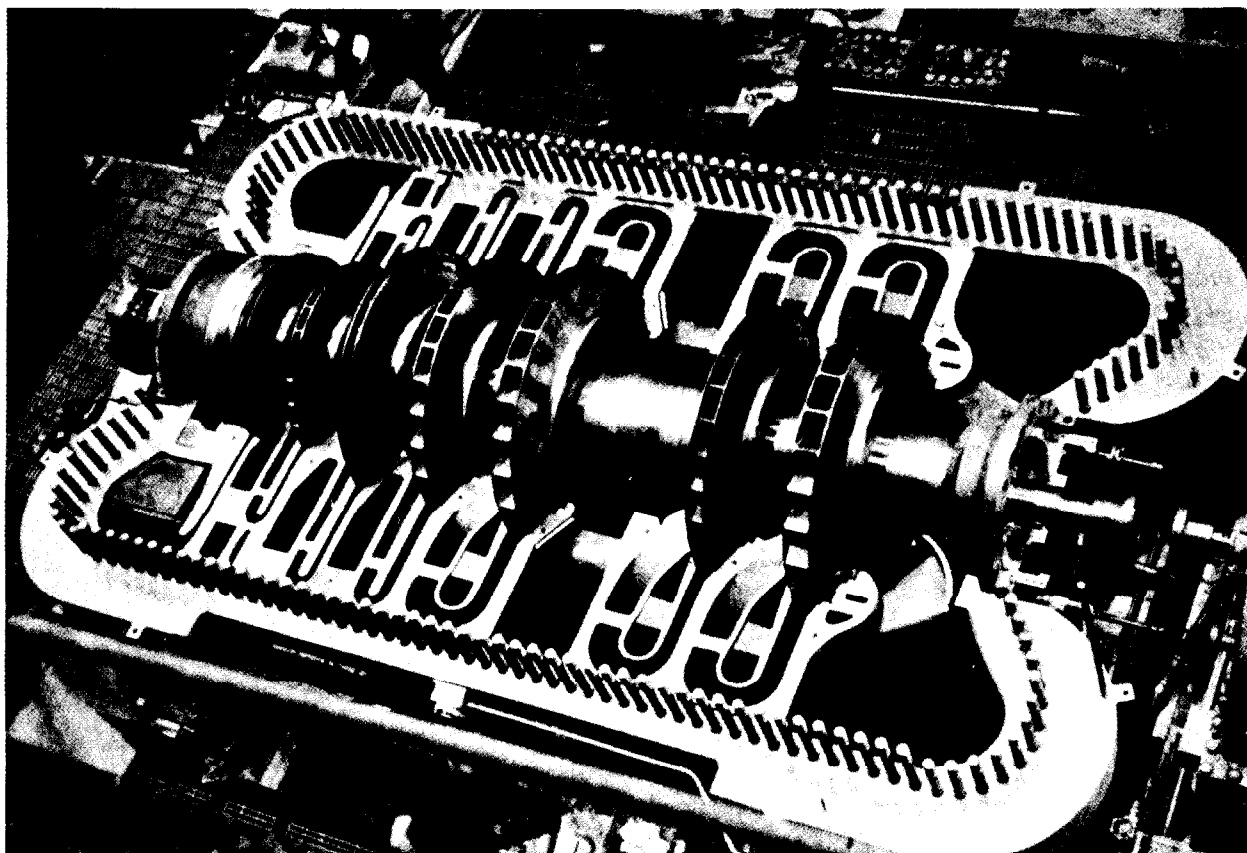
En las industrias de procesos químicos se utilizan compresores de todos los tipos y tamaños para aire y gases.

En este artículo se presentará una descripción general de todos los tipos de compresores, como ejemplos específicos para indicar la forma en que los puede seleccionar

el ingeniero de proyectos. La selección se basa en los fundamentos de la termodinámica, y no se debe considerar que sea tan difícil o complicada, que sólo los fabricantes puedan hacer la elección inicial del compresor para condiciones dadas del proceso.

Algunas aplicaciones típicas son:





■ Compresores de aire para servicios e instrumentos en casi cualquier planta.

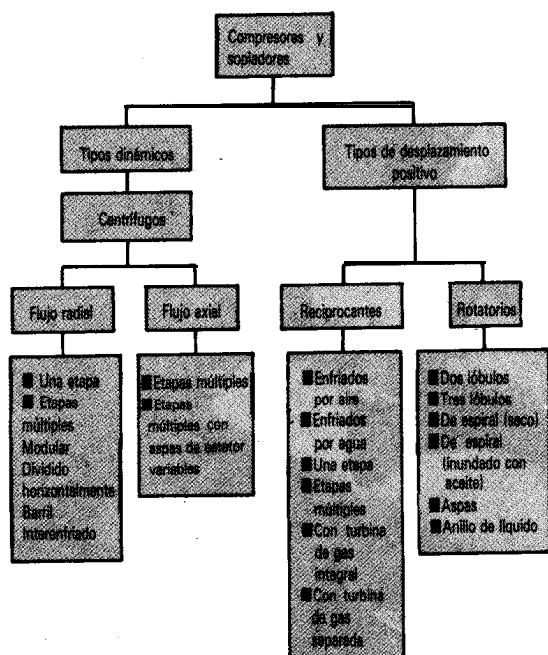
■ Sopladores sencillos en plantas de recuperación de azufre.

■ Sopladores grandes en unidades de craqueo catalítico.

■ Compresores de refrigeración de baja temperatura en unidades para etileno, polietileno o p-xileno.

■ Compresores de alta presión para gas de alimentación, reforzadores y para gas recirculado en plantas de hidrocarburos, amoníaco y síntesis de metanol.

Los compresores son del tipo dinámico o de desplazamiento positivo (Fig. 1). Los dinámicos incluyen centrífugos de flujo radial y axial y, en menor grado, los de emisión parcial para bajo flujo. Los tipos de desplazamiento positivo son de dos categorías básicas: **reciprocantes** y **rotatorios**. El compresor reciprocante tiene uno o más cilindros en los cuales hay un pistón o émbolo de movimiento alternativo, que desplaza un volumen positivo con cada carrera. Los rotatorios incluyen los tipos de lóbulos, espiral, aspas o paletas y anillo de líquido, cada uno con una carcasa, con uno o más elementos rotatorios que se acoplan entre sí, como los lóbulos o las espirales, o desplazan un volumen fijo en cada rotación.



Condiciones de funcionamiento

Se debe tener cierta información acerca de a) las condiciones de funcionamiento de cualquier compresor y b) las propiedades del aire, gas o mezcla de gases que se va a comprimir.

El análisis del gas se suele expresar en porcentaje en volumen. Un análisis mola1 se puede convertir con facilidad en un análisis en porcentaje mola1 para determinar las propiedades de la mezcla de gases. En los compresores de aire se requiere la humedad relativa o temperatura.

Fig. 1 Tipos de compresores para procesos químicos

Tabla 1 Análisis del gas, otros datos y cálculos para el Ejemplo 1

Mezcla de gases		Peso molecular, M_w	Aportación*, % (M_w)/100	Calor específico a 150°F, c_p , Btu/(lb-mol)°F	Aportación*, % (P_c)/100	Presión crítica, P_c , psia	Aportación*, % (T_c)/100	Temperatura crítica, T_c , °R	Aportación*, % (T_c)/100
Componente,	Moles, %								
Hidrógeno	85	2.016	1.714	6.94	5.899	327	278	63	71
Metano	9	16.04	1.444	0.95	0.805	673	61	344	31
Etano	3	30.07	0.902	13.77	0.413	708	21	550	17
Propano	2	44.09	0.882	19.53	0.390	617	12	666	13
Isobutano	0.5	58.12	0.291	25.75	0.128	529	3	735	4
n-Butano	0.5	58.12	0.291	25.81	0.129	551	3	766	4
Total	100		5.524		7.764		378		140

*Al multiplicar la composición de cada componente en la mezcla por la propiedad de ese componente, se obtiene la aportación de esa propiedad correspondiente a la cantidad de ese componente en la mezcla.

ra del bulbo húmedo en la entrada, con la cual se puede determinar la cantidad de humedad que hay en el aire.

La razón de los calores específicos, k en donde ($k = c_p/c_v$) se puede expresar a la temperatura de succión. Para un cálculo más exacto, k debe estar a la temperatura promedio durante el ciclo de compresión.

Los factores de compresibilidad, que indican la desviación con respecto a un gas ideal, se dan o calculan en las condiciones de succión y de descarga. Para el aire o para un gas puro hay disponibles gráficas de factores de compresibilidad, como funciones de la presión y temperatura reales. Si no se cuenta con esas gráficas para gases mezclados se acostumbra utilizar las tablas generales de compresibilidad^{1,2,3,4} que requieren calcular la presión reducida, P_r , y la temperatura reducida, T_r . Estos términos se definen mediante $P_r = P/P_c$ y $T_r = T/T_c$, en donde P_r , T_r son la presión y temperatura reducidas, P y T son presión psia, y temperatura °R, en las condiciones reales de funcionamiento; P_c y T_c son la presión crítica, psia, y la temperatura crítica, °R, de la mezcla. Para demostrar las diversas relaciones, se examinará el procedimiento para una mezcla de gases.

Ejemplo 1. Una mezcla típica de hidrógeno y gas hidrocarburo tiene la composición indicada en la tabla 1. Se trata de encontrar el peso molecular, la razón de los calores específicos, la presión crítica y temperatura crítica. Los cálculos para los componentes de la mezcla se presentan en la tabla 1 junto con los datos pertinentes de cada componente puro. La razón de los calores específicos, K , se calcula como sigue:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_p}{c_p - 1.986} = \frac{7.764}{1.986} = 1.343$$

Para este ejemplo, se tomó el calor específico molar, C_p , como 150°F, supuesta como temperatura promedio típica durante el ciclo de compresión, con una temperatura de 100°F en la succión. Si la temperatura promedio varía mucho desde ese valor, se debe utilizar el calor específico molar para la temperatura promedio durante la compresión.

Estos cálculos pueden hacerse con calculadora o con computadora; en este caso, se almacenan en la memoria los valores estándar para todos los gases comunes del peso molecular, calor específico molar, presión y temperatura críticas.

Las presiones y temperaturas se deben dar en las condiciones de succión, y la presión en las condiciones de descarga, incluso la presión de cualquier carga lateral o requisito intermedio en el ciclo total de compresión. No se da la temperatura de descarga, sino que se calcula para incluir los efectos del aumento de temperatura durante la compresión. Las presiones, por lo general, se expresan en lb/in² manométricas (psia) o en lb/in² absolutas (psia).

Las capacidades se pueden expresar en diversas formas:

■ Flujo en peso, W , lb/h o lb/min

■ Gasto, referido a las condiciones estándar, que suele ser 14.7 y 60°F en las industrias de procesos químicos, expresado como

$PCME$: pies cúbicos estándar por minuto

$PCHE$: pies cúbicos estándar por hora

$MMPCDE$: millones de pies cúbicos estándar por día de 24 horas

■ El gasto, en relación con las condiciones en la succión que se suele expresar como:

$$PCMS, \text{ ft}^3/\text{min o ft}^3/\text{s} \\ Q \text{ o } Q_s, \text{ ft}^3/\text{min, o ft}^3/\text{s}.$$

No importa la forma en que se exprese la capacidad, pues hay que convertirla a la capacidad en las condiciones de succión para seleccionar el compresor del tamaño correcto. Esta conversión se puede hacer con el empleo de cualquiera de las siguientes relaciones, o todas ellas:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1 z_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2 z_2} \quad (1)$$

en donde V es el volumen, P es la presión absoluta, T es la temperatura absoluta y z es el factor de compresibilidad. En la ecuación (i) se puede suponer que el factor de compresibilidad, z_1 , es de 1.0 si P_1 y T_1 están a las condiciones estándar de 14.7 psia y 520°R.

$$PCMS = Q_s = W \bar{v} = W/\rho \quad (2)$$

en donde **Wes** el flujo, lb/min, $\bar{v}$ es el volumen específico, ft³/lb, y ρ es la densidad, lb/ft³. El volumen específico, $\bar{v}$, se puede calcular con:

$$\bar{v} = z \left(\frac{1.545}{M_w} \right) \left(\frac{T}{144P} \right)$$

en donde M_w es el peso molecular.

$$PCME = 379.46M/60 \quad (3)$$

en donde M es el flujo, de mol/h

$$w = M(M_w) \quad (4)$$

en donde W es el flujo en peso, lb/h, M es el flujo, mol/h, M_w es el peso molecular.

$$Q_s = (PCMS) = \left[\frac{(MMPCDE) \times 10^6}{60 \times 24} \right] \left(\frac{14.7}{P_s} \right) \left(\frac{T_s}{520} \right) \left(\frac{z_s}{1.0} \right) \quad (5)$$

en donde el subíndice s denota las propiedades en las condiciones de succión.

Carga y caballaje del compresor

Para cualquier compresor el caballaje requerido es:

$$(HP)_{ad} = WH_{ad}/33,000\eta_{ad} \quad (6)$$

$$H_{ad} = \left(\frac{z_s + z_d}{2} \right) \left(\frac{1.545}{M_w} \right) T_s \left[\frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{(k-1)/k} \right] \quad (7)$$

en donde $(HP)_{ad}$ es el caballaje adiabático, para el gas, hp; W es el flujo en peso, lb/min; H_{ad} es la carga adiabática, (ft-lb)/lb; η_{ad} es la eficiencia adiabática; z_s es el factor de compresibilidad en las condiciones de succión, z_d es el factor de compresibilidad en las condiciones de descarga; M_w es el peso molecular, T_s es la

temperatura de succión, °R, y r_c es la relación de compresión, es decir, P_d/P_s .

La temperatura de descarga adiabática, $T_{d(ad)}$, °R, es

$$T_{d(ad)} = T_s r_c^{(k-1)/k} \quad (8)$$

Ciertos tipos de compresores funcionan muy cerca de las condiciones adiabáticas; muchos otros tienen desviaciones importantes de las adiabáticas, y el ciclo de compresión se debe considerar como politrópico. En este caso, las relaciones necesarias son:

$$(HP)_{g(pol)} = WH_{pol}/33,000\eta_{pol} \quad (9)$$

$$H_{pol} = \left(\frac{z_s + z_d}{2} \right) \left(\frac{1.545}{M_w} \right) T_s \left[\frac{r_c^{(n-1)/n} - 1}{(n-1)/n} \right] \quad (10)$$

en donde $(HP)_{g(pol)}$ es el caballaje politrópico para el gas, hp, W es el flujo en peso, lb/min, H_{pol} es la carga politrópica, (ft-lb)/lb; η_{pol} es la eficiencia politrópica; z_s y z_d son los factores de compresibilidad para las condiciones de succión y de descarga, M_w es el peso molecular, T_s es la temperatura de succión, °R, y r_c es la relación de compresión.

La temperatura de descarga politrópica, $T_{d(pol)}$ se calcula con:

$$T_{d(pol)} = T_s r_c^{(n-1)/n} \quad (11)$$

El valor de la cantidad n en las diversas relaciones politrópicas se obtiene con

$$\left(\frac{n-1}{n} \right) = \left(\frac{k-1}{k} \right) \left(\frac{1}{\eta_{pol}} \right)$$

Cuando se utilizan las tablas de las propiedades de los gases o los diagramas de Mollier para hacer los cálculos del compresor, la carga adiabática, H_{ad} , se obtiene con

$$H_{ad} = 778Ah \quad (12)$$

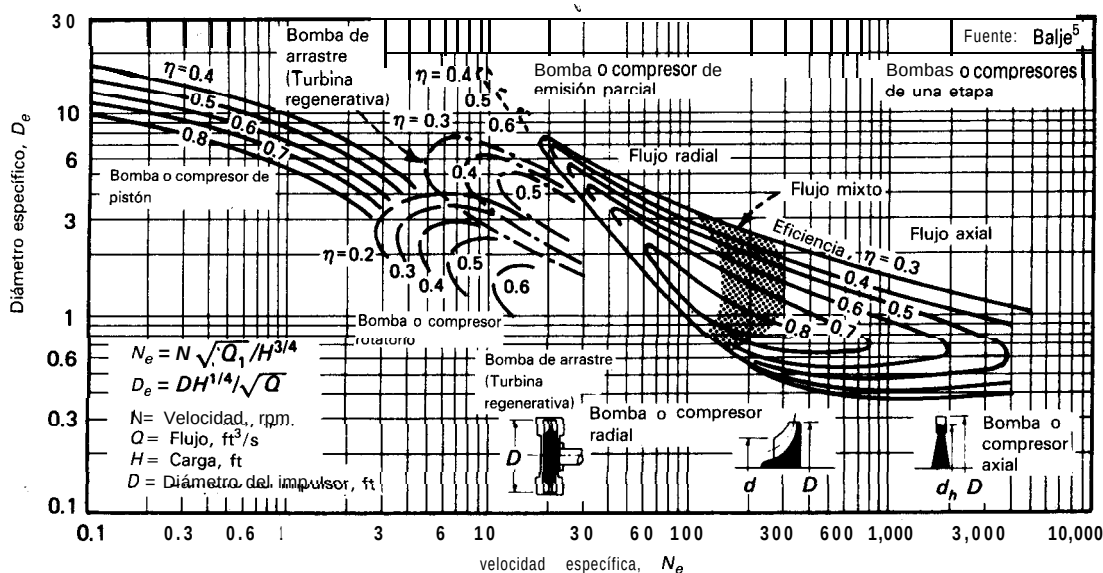


Fig. 2 La velocidad específica y el diámetro específico permiten la selección inicial de un tipo definido de compresor de una etapa

en donde h es la entalpía, Btu/lb.

La relación de la eficiencia adiabática a la eficiencia politrópica es:

$$\eta_{ad} = \left[\frac{r_c^{(k-1)/k} - 1}{r_c^{(n-1)/n} - 1} \right] \quad (13)$$

Velocidad específica

La velocidad específica, N_s , es un número índice para los impulsores o rotores de los diversos tipos de bombas y compresores. La definición es la misma para ambos.

$$N_s = N\sqrt{Q}/H^{3/4} \quad (14)$$

Cuando se utiliza la ecuación (14) para compresores, la velocidad N se expresa en rpm, la capacidad Q , en ft^3/s en las condiciones de succión, y la carga H , en $(\text{ft}\cdot\text{lb})/\text{lb}$.

Otra cantidad adimensional para impulsores o rotores es el diámetro específico, D_s , definido con

$$D_s = \frac{DH^{1/4}}{\sqrt{Q}} \quad (15)$$

en donde D es el diámetro del impulsor o el rotor, ft.

Balje⁵ preparó una gráfica de velocidad específica (Fig. 2) en la cual se combinan las relaciones de las ecuaciones (14) y (15). Si se utiliza esta gráfica, debe ser sobre la base de carga por etapa; es decir, se debe seleccionar cada impulsor o etapa con respecto a la capacidad de entrada y carga para esa etapa. Aunque la experiencia que se tenga con los compresores de tipos existentes muchas veces no requerirá consultar la figura 2, ésta ofrece una correlación lógica para seleccionar el tipo de compresor para una aplicación dada. En los siguientes ejemplos se ilustrará el empleo típico de la figura 2.

Ejemplo 2. Se hará la selección preliminar de un compresor para manejar 90 000 PCMS de aire cuando las condiciones en la succión son 14.3 psia, 90°F y 70% de humedad relativa. La presión de descarga será de 22.3 psia, el peso molecular = 28.59, $k = c_p/c_v = 1.395$. Se supondrá un impulsor con diámetro D de 55 in y velocidad de rotación N de 3 550 rpm.

Para poder utilizar la figura 2, hay que encontrar la velocidad y el diámetro específicos con las ecuaciones (14) y (15). Para ello, primero se calcula el flujo de aire a la entrada, $Q_s = 90\,000/60 = 1\,500 \text{ ft}^3/\text{s}$ y la carga adiabática con la ecuación (7); hay que recordar que los factores de compresibilidad son unitarios en estas condiciones. Por tanto:

$$H_{ad} = \left(\frac{1\,545}{28.59} \right) (550) \left[\frac{(22.3/14.3)^{0.283} - 1}{0.283} \right] = 14,072$$

$$N_s = \frac{3\,550 \sqrt{1\,500}}{(14\,072)^{3/4}} = 106.4$$

$$D_s = \frac{(55/12)(14\,072)^{1/4}}{\sqrt{1\,500}} = 1.29$$

Como el empleo de estos valores en la figura 2, se encuentra que un compresor centrífugo, con impulsor sencillo, de flujo radial, será el que ofrezca máxima eficiencia.

Selección de compresores centrífugos

Los compresores centrífugos son el tipo que más se emplea en las industrias de procesos químicos porque su construcción sencilla, libre de mantenimiento, permite un funcionamiento continuo durante largos periodos.

El compresor centrífugo más sencillo es el suspendido, de una sola etapa. Los hay disponibles para flujos desde alrededor de 3 000 hasta 150 000 PCMS. El impulsor convencional, cerrado o con placas (Fig. 3), se utilizaría para cargas adiabáticas hasta de unas 12 000 $(\text{ft}\cdot\text{lb})/\text{lb}$. El impulsor abierto, de álabes radiales (Fig. 3), producirá más carga con los mismos diámetro y velocidad; sus variantes, con inductor o con álabes tridimensionales producirá hasta 20 000 $(\text{ft}\cdot\text{lb})/\text{lb}$ de carga.

Se utilizan diseños similares, hechos con materiales más resistentes y a velocidades más altas, en aplicaciones especiales como compresores de aire con engranes integrales, para aplicaciones aeroespaciales, en los turbocargadores para motores de combustión, compresores de carga, etc.

Compresores centrífugos de múltiples

Cuando la carga requerida es muy grande para un solo impulsor, la solución lógica son dos o más impulsores en serie, que forman los compresores de etapas múltiples, que tienen muchas aplicaciones. El más común es el de carcasa dividida horizontalmente con impulsores en serie, cuyo número puede variar de tres a ocho con o sin interenfriamiento, como el que se ilustra en la página 15.

Hay disponibles algunos para flujos desde 1 000 hasta 100 000 PCMS, con cargas politrópicas totales de 20 000 a 100 000 $(\text{ft}\cdot\text{lb})/\text{lb}$, con base en el número de impulsores o etapas en cada carcasa. Estas carcasas, a veces, están dispuestas con impulsores opuestos para la compensación parcial del empuje y para simplificar los problemas de diseño de cojinetes de empuje, tambores de compensación y sellos para los ejes.

En las carcasas divididas verticalmente o de barril, hechas con acero soldado, fundido o forjado, se utiliza una disposición similar en los impulsores; estas carcasas son más adecuadas para altas presiones que las de divisiones horizontales.

La actual Norma API 617 para Compresores Centrífugos, especifica que las carcasas tipo barril se deben utilizar para presiones superiores a unas 200 a 250 psig si el contenido de hidrógeno de la mezcla de gases es de 70% o mayor, para evitar las fugas; sus capacidades son entre 1 000 y 100 000 PCMS, y se han construido carcasas para presiones hasta de 10 000 psig.

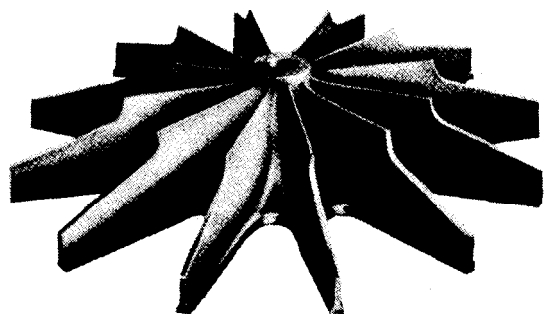
El compresor de aire más común en la actualidad es el de tres o cuatro etapas con interenfriador, como el ilustrado en la página 15, en tamaños que van desde 500 hasta 70 000 PCMS, basados en aire atmosférico com-

Tabla II Ejemplo 3. Método para carga politrópica total

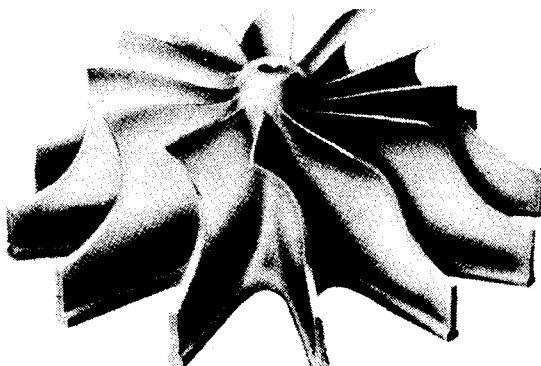
Cálculo para compresor centrífugo			
Identificación	Compresor de recirculación	Selección alterna	Fuente o explicación
Capacidad MMPCDE	80	Misma	Dada
Capacidad, W , lb/h		←	Dada (a veces)
Capacidad de succión, Q , PCME		←	Ecuación (5)
Presión de succión, P_s , psia	2 961	←	Dada
Temperatura de succión, °F	300	←	Dada
Temperatura de succión, °R	100	←	Dada
Humedad relativa, %	560	←	Dada (si es aire)
Presión de descarga, P_d , psia	450	←	Dada
Peso molecular, M_w	5.524	←	Dada
Constante del gas, $R = 1\ 545/M_w$	279.69	←	Calculada
Razón de calores específicos, k	1.343	←	Dada o calculada. Véase tabla I
Compresibilidad en la succión, z_s	1.01	←	Dada o calculada. Véase tabla I
Compresibilidad en la descarga, z_d	1.022	←	Dada o calculada. Véase tabla I
Compresibilidad promedio ($z_s = z_d$)/2	1.016	←	Calculada
Volumen específico, $\bar{v}$, ft ³ /lb	3.86	←	Véase Ecuación (2)
Flujo en peso, W , lb/min	809	←	Véase Ecuación (2)
Exponente del calor específico, $(k - 1)/k$	0.255	←	Calculada
Velocidad acústica en la entrada, U_a , ft/s	2616	←	$U_a = \sqrt{kgRT_s z_s}$
Relación de compresión, $r_c = P_d/P_s$	1.5	←	Calculada
Coefficiente de carga, μ	0.49	←	Tabla IV
Eficiencia politrópica, η_{poli} , %	73	←	Figura 4
Diámetro nominal del impulsor, D , in	18	←	Tabla IV
Razón del exponente politrópico, $(n + 1)/n = \gamma$	0.349	←	$\gamma = \frac{(k - 1)/k}{\eta_{poli}}$
$(r_c)^\gamma$	1.152	←	Calculada
Temperatura de descarga, politrópica, T_d , °R	645	←	$T_d = T_s(r_c)^\gamma$
Temperatura de descarga, politrópica, T_d , °F	185	←	
Carga politrópica, H_{poli} , (ft-lb)/lb	69 307	←	Ecuación (10)
Caballaje del gas, $(HP)_{poli}$, hp	2 328	←	Ecuación (9)
Pérdida de caballaje en cojinetes, hp	28	34	Selecciónese en la figura 6
Pérdida de caballaje en sellos, hp	27	35	Selecciónese en la figura 6
Pérdida de caballaje, caja de engranes	0	0	Ninguno. Empleéese turbina de vapor. Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje total al freno, bhp	2 383	2 397	
Velocidad en la punta de impulsor, máxima, U ft/s	900*		$U \leq 0.9 \text{ a } 1.0(U_a)$
Velocidad en la punta de impulsor, real, U , ft/s	807	871	$U = \sqrt{\frac{H_{poli} g}{N_{st} \mu}}$
Número de etapas, N_{et}	7	6	Con la relación precedente
Tamaño o designación del cuerpo (carcasa)	#2	#2	Tabla IV o con el fabricante
Velocidad de rotación, N , rpm	10.267	II 081	$N = 229U/D$
Coefficiente de flujo en la succión, ϕ_s	0.0346	0.0321	Ecuación (17)
Coefficiente de flujo en la descarga, ϕ_d	0.0269	0.0249	Ecuación (17)
En este ejemplo, la velocidad máxima en la punta del impulsor se establece por las limitaciones en el esfuerzo en un impulsor convencional de aspas de curvatura inversa, no por comparación con la velocidad acústica. Conclusión: la selección preliminar es un compresor centrífugo de 7 o de 6 etapas, sin interenfriamiento, que requiere alrededor de 2 400 bhp y funciona a 10 267 u II 081 rpm.			

primido a 125 psig. En servicio con gases, en especial si son corrosivos, tóxicos o están sucios, no se utilizan mucho. En este tipo, los impulsores están montados sobre ejes de piñones que giran a diferentes velocidades en las etapas sucesivas. Esto le permite al diseñador lograr óptimas dimensiones y eficiencia con un volumen de aire o de gas que se reduce en forma continua, debido a la compresión. Esto permite que el compresor sea más eficiente que los convencionales de un solo eje para gas o aire.

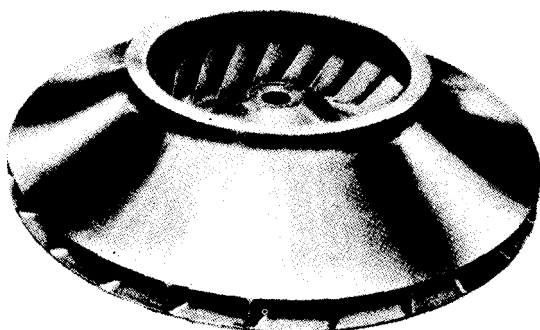
Un derivado del compresor de etapas múltiples, que se utiliza mucho, es el tipo de carcasa con tornillos externos o modular, destinado a servicio con aire o gas a baja presión. Se utiliza para flujos de entre 400 y 20 000 PCMS con cargas hasta de 18 000 a 20 000 (ft-lb)/lb. La carcasa se ensambla por módulos, que son anillos en for-



Impulsor radial abierto



Impulsor con inductor abierto



Impulsor cerrado

Fig. 3 Impulsores de una etapa para compresores

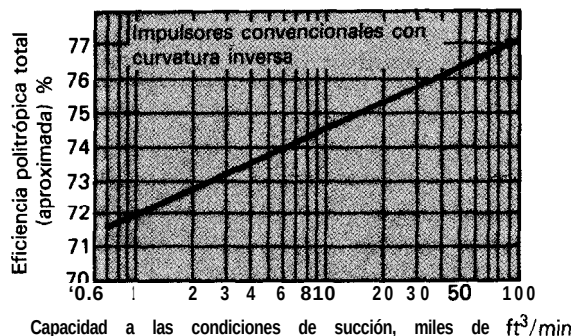


Fig. 4 Eficiencia de compresores centrífugos de etapas múltiples

ma de rosca que contienen, cada uno, una sección de difusor y un impulsor; funciona de 3 000 a 4 000 rpm, lo que permite el empleo de cojinetes de bolas con anillo de aceite o lubricados con grasa. Además, las bajas velocidades en las puntas permiten emplear impulsores de aluminio fundido o fabricado, en vez de los más costosos de acero forjado que se utilizan en compresores para velocidades más altas.

También hay tipos modulares para velocidades más altas, para flujos de 500 a 15 000 ft³/min y cargas hasta de 60 000 ft, con una sola carcasa. Este tipo modular tiene cojinetes, sellos, eje e impulsor para alta velocidad, pero cuesta mucho menos que el de etapas múltiples con carcasa dividida en sentido horizontal.

Todos estos tipos tienen limitaciones mecánicas, debidas a la rigidez del eje y cojinetes, flexión del eje, velocidad crítica y problemas dinámicos con el rotor. Cuando el proceso requiere mayor carga que la que se puede producir con el número máximo de impulsores en una sola carcasa, se pueden utilizar dos o tres carcasas en serie hasta con 25 o 30 impulsores en serie. La selección de esta combinación también requiere determinar lo siguiente, es decir, a) calcular los PCMS (ft³/min en la succión) con cualquier carcasa que se considere, b) carga adiabática o politrópica total en esa etapa o sección y c) hacer concordar los tamaños y velocidades disponibles para carcasas e impulsores, con engranes de reducción de velocidad o sin ellos, para obtener la serie completa de carcasas.

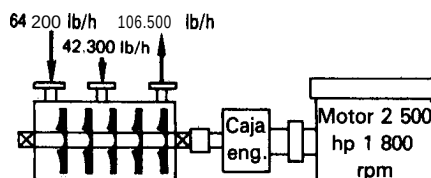
Antes de seleccionar un compresor de etapas múltiples, hay que tener muy en cuenta el aumento de temperatura durante la compresión. Si las temperaturas de descarga son superiores a 350°F, se debe incluir algún sistema para enfriar el gas, con el fin de evitar el riesgo con los gases calientes de descarga o problemas con los materiales de construcción a altas temperaturas. Por lo general, se necesitan interenfriadores para los gases después de cada etapa, antes de que haya compresión adicional (en algunos tipos) o después de cada cierto número de etapas.

Métodos para cálculos

El flujo en peso, la capacidad de succión, la carga adiabática o la politrópica y el caballaje aproximado se

Tabla III Ejemplo 4. Método del diagrama de Mollier

Cálculos para compresor centrífugo				
Sección 0 etapa	Primera	Carga lateral	Segunde	Fuente o explicación
Gas	Propano	←	←	Dada
Peso molecular, M_w	44	←	←	Dada
Razón de calores específicos, K	1.13	←	←	Dada
Compresibilidad, z_s	0.95	---	0.915	Dada; o en tablas o el diagrama de Mollier
Carga, W_1 , lb/h	64,200	---	---	Dada
Carga, W_1 , lb/min	1,070	---	---	
Carga agregada, W_2 , lb/h	- - -	42,300	---	Dada
Carga agregada, W_2 , lb/min	- - -	705	---	
Cara total, $W_1 + W_2$, lb/min	1070	---	1 775	
Presión de succión, P_s , psia	24	56	56	Dada
Temperatura de succión, t_s , °F	- 2 0	+20	+35*	Dada (o calculada)
Temperatura de succión, T_s , °R	440	460	495	
Entalpía de succión, h_1 , Btu/lb	104.5	115	122.2	Las tablas o el diagrama de Mollier
Volumen específico de succión, $\bar{V}_s$, ft ³ /lb	4.25		1.96	Las tablas o el diagrama de Mollier
Capacidad de succión, Q_s , ft ³ /min	4 548		3.479	Ecuación (2)
Presión de descarga, P_d , psia	56		215	Dada
Entalpía de descarga, $h_{2(ad)}$, Btu/lb	123		151.2	Las tablas o el diagrama de Mollier
Δh (adiabática), Btu/lb	18.5		29	$\Delta h = h_{2(ad)} - h_1$
Carga adiabática, (ft-lb)/lb	14 393		22 562	Ecuación (12)
Eficiencia politrópica, η_{poli} , %	73.5		73.3	Figura 4
Eficiencia adiabática, η_{ad} , %	72.5		71.5	Ecuación (13)
Δh (politrópica) Btu/lb	22.5		40.6	$\Delta h_{poli} = h_{ad}/\eta_{ad}$
Entalpía politrópica, Btu/lb	127		162.8	$h_1 + \Delta h_{poli}$
Temperatura de descarga, °F	48		162	Las tablas o el diagrama de Mollier
Volumen específico de descarga, v_d , ft ³ /lb	2.0		0.58	Las tablas o el diagrama de Mollier
Capacidad de descarga, Q_d , ft ³ /min	2.140		1 030	$Q_d = w_1 \bar{v}_d$
Caballaje del gas, $(HP)_{g(ad)}$, hp	644		1 697	Ecuación (6)
Pérdidas en cojinetes y sellos, hp		63		
Pérdida en engranes (si los hay), hp		47		Estímese en un 2% del caballaje del gas
Caballaje al freno total, bhp		2,451		
Tamaño o designación del cuerpo (carcasa)	# 2		# 2	
Número de etapas, N_{et}	2		3	Estímense
Diámetro preliminar del impulsor, D , in.	17.5		18	Tabla IV o datos del fabricante
Coeficiente preliminar, de carga ϕ	0.50		0.49	Tabla IV o datos del fabricante
Velocidad preliminar en las puntas, U , ft/s	681		703	$U = \sqrt{H_{ad} g / N_{et} \mu}$
Velocidad acústica, U_a , ft/s	731		761	$U_a = \sqrt{kgRTz}$
Relación U/U_a	0.932		0.924	$\cong 0.9$ a 1.0
Velocidad del eje, N, rpm	6 943		6 943	$N = 229U/D$



pueden calcular con rapidez mediante las relaciones básicas ya descritas. En los dos ejemplos siguientes se resumen los procedimientos.

Ejemplo 3. Hay que hacer una selección preliminar de un compresor centrífugo para manejar 80 MMPCDE de un gas recirculado con peso molecular de 5.524. Se utilizarán los métodos para una carga politrópica total. En la tabla II aparecen otros datos pertinentes y los cálculos requeridos.

Ejemplo 4. Se hará una selección preliminar de un compresor centrífugo para manejar una corriente principal de 64 200 lb/h y una corriente lateral adicional de 42 300 lb/h de propano. Se utilizará el método que requiere un diagrama de Mollier. En la tabla III aparecen otros datos pertinentes y los cálculos requeridos.

Para efectuar los cálculos de los ejemplos 3 y 4, se necesitarán información y explicación adicionales del contenido de las tablas II y III.

En la figura 4 y en la tabla IV aparecen algunos valores representativos de la eficiencia politrópica, límites de flujo, diámetro del impulsor y coeficiente de carga para los compresores que hay en el mercado. Para datos más específicos, se debe consultar al fabricante.

El coeficiente de carga μ y el coeficiente de flujo ϕ , son valores adimensionales que se utilizan para describir el rendimiento de cualquier impulsor sencillo o grupo de ellos en el compresor. La relación se puede presentar como curva de rendimiento (Fig. 5). Se escoge el valor de μ a la máxima eficiencia, o cerca de ella, para la selección primaria. Los coeficientes de carga y de flujo se definen con:

$$\mu = H_{st}g/U^2 \quad (16)$$

$$\phi = 700Q_e/ND^3 \quad (17)$$

en donde H_{st} es la carga por etapa, ft., g es la constante de la gravedad, 32.2 ft/s², U es la velocidad en la punta del impulsor, ft/s, Q es la capacidad en la entrada, ft³/min, N es la velocidad del impulsor, rpm, y D es el diámetro del impulsor, ft.

Los valores reales de μ y la forma de la curva dependen del diseño del impulsor⁷. Se necesita información

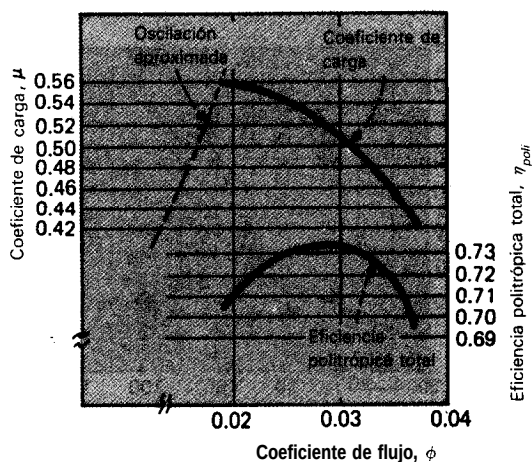


Fig. 5 Rendimiento de un compresor centrífugo

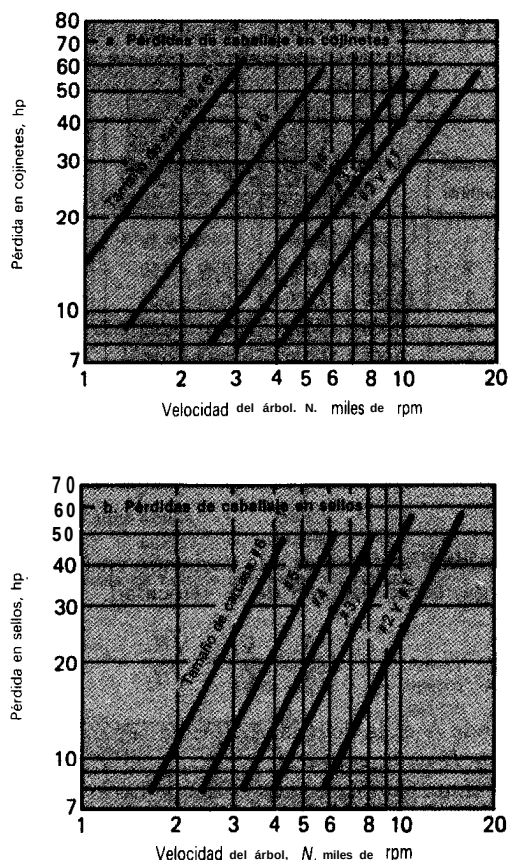


Fig. 6 Pérdidas por fricción en cojinetes y sellos

adicional respecto al punto de oscilación (inestabilidad) y el aumento en la carga, antes de tratar de calcular la forma de una curva real.

Después de determinar el caballaje para el gas con cualquiera de los métodos, se deben sumar las pérdidas de caballaje por fricción en los cojinetes, sellos y engranes de reducción. En la figura 6 se muestran las pérdidas probables para compresores convencionales de etapas múltiples, con base en que tengan sellos de película de aceites.

Todos estos cálculos sólo dan resultados preliminares. El diseñador del compresor hace determinaciones más exactas con base en los datos de un impulsor, lo cual permite una selección "rueda a rueda" en la que el rendimiento de cada una se determina sobre la base de sus condiciones específicas en la entrada y después se suman para obtener el rendimiento total.

Control de los compresores centrífugos

Cuando cambia cualquiera de los siguientes parámetros: peso molecular, razón de los calores específicos, presión o temperatura de succión o descarga, con respecto al flujo, se llega a un punto diferente en la curva de carga contra capacidad en cualquier compresor, pues éste produce carga, pero no presión.

En los compresores y sopladores (ventiladores) centrífugos se aplican las "leyes de los ventiladores" o "leyes

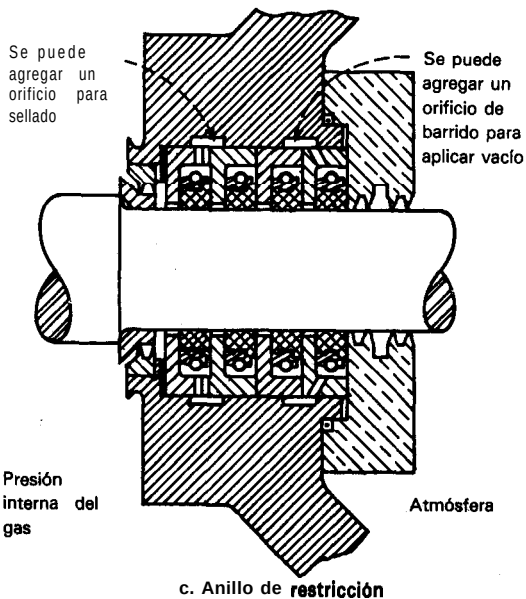
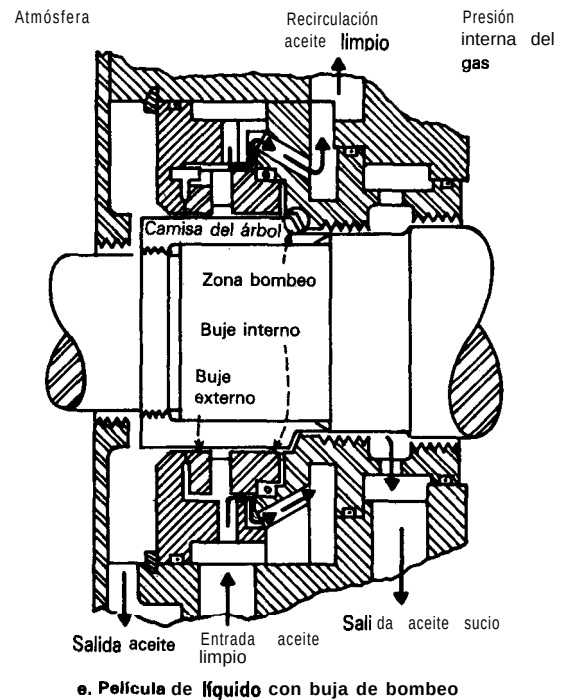
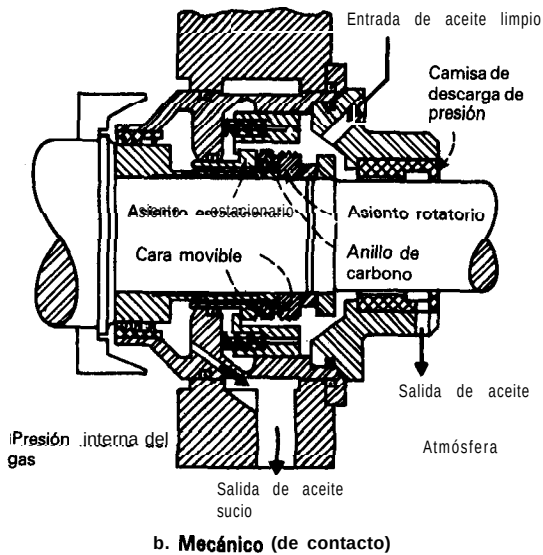
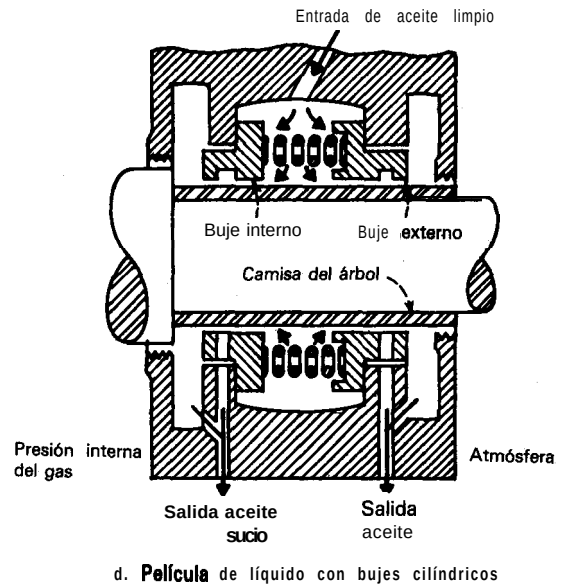
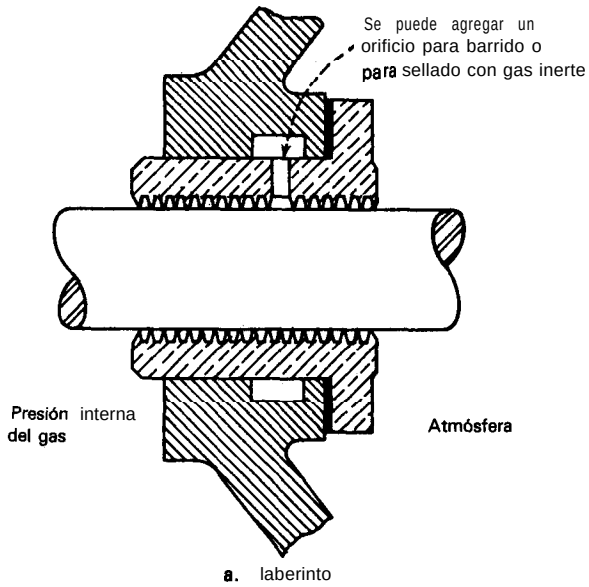


Fig. 8 Los sellos de extremo del árbol de compresores rotatorios retienen el gas que se comprime o permiten fugas controladas

Con un gas que no se puede desperdiciar, el control antioscilación más común es un control de derivación, o sea el que devuelve el flujo indeseado a la fuente de succión. Como este gas ya ha sido comprimido y su temperatura es más alta, hay que enfriarlo antes de que entre por segunda vez en el compresor, y se puede necesitar un enfriador en la derivación. En sistemas en donde la fuente de succión es de tamaño suficiente o está a cierta distancia, con lo cual el calor se disipa por mezclado o radiación, quizá no se necesite el enfriador.

Hay en el mercado algunos sistemas antioscilación, que fabrican empresas especializadas en control de procesos. Quizá sea preferible comprar el sistema que diseñarlo.⁹

Sellos para el árbol de compresores rotatorios

Se necesitan sellos en el árbol de todos los compresores rotatorios, para contener el gas que se comprime o para permitir una fuga controlada. Los sellos son de cuatro tipos básicos: 1) de laberinto, 2) anillo de restricción (de carbono) 3) de película de aceite y 4) de contacto mecánico (Fig.8)⁶

Los tipos de laberinto o de anillos de restricción sólo se utilizan cuando se pueden permitir determinadas fugas de aire o de gas. Los de película de aceite se utilizan con gases de proceso, en especial los que contienen impurezas que son peligrosas o tóxicas, como el sulfuro de hidrógeno. El tipo de contacto mecánico se puede emplear con la mayor parte de los gases, pero casi siempre para gases limpios de hidrocarburos pesados, refrigerantes, etc.

En ocasiones se necesitará un gas amortiguador para tener una amortización entre el gas comprimido y la atmósfera, y se emplea a menudo cuando se comprimen gases peligrosos o tóxicos, de los cuales no se pueden permitir fugas. Este sistema tiene la desventaja de que necesita un suministro externo de gas a una presión mayor que la de succión del compresor. En el sistema también se necesita un gas amortiguador limpio y compatible con el que se comprime, porque algo del gas amortiguador se puede escapar hacia dentro, y que su suministro sea continuo. Si no es posible, se puede nece-

sitar también un gas de apoyo, como nitrógeno en cilindros, con lo que el sistema se vuelve muy complicado y costoso.

Sistemas de aceite para lubricación y sellos

Cuando se utilizan sellos de película de aceite o de contacto mecánico, se necesita aceite para sellos, que suele ser con un sistema integrado con recirculación, el cual envía aceite a presión a los sellos y recibe el aceite que descargan en una o dos corrientes separadas, si es que hay aceite contaminado o sucio por contacto con el gas.

Por ejemplo, si el gas contiene sulfuro de hidrógeno, se contaminará el aceite que escapa hacia dentro y se pone en contacto con el gas. Este aceite se descarga por separado en trampas para ese propósito, con el fin de desecharlo o, a veces, regenerarlo para un nuevo empleo. Si el gas no es tóxico, las trampas para el escurrimiento interno se pueden conectar con el sistema de retorno de aceite para sellos, con el fin de aprovechar el aceite.

En todos los compresores centrífugos que tienen cojinetes de manguito (chumaceras) lubricadas a presión, se necesita un sistema de lubricación: también se emplea uno semejante en cualquier compresor que necesite aceite para sellos. Se pueden combinar en un solo sistema o bien en uno que tenga bomba reforzadora para aumentar la presión del aceite para sellos hasta la requerida. En las instalaciones más complejas, se necesitan sistemas separados de aceite lubricante y para sellos.

Estos sistemas los suele incluir el fabricante del compresor o de la unidad motriz, y puede servir para lubricar los cojinetes del compresor y de la unidad. En algunos casos especiales, la unidad motriz tendrá su propio suministro de aceite. Por lo general, se especifica que los sistemas los monte el fabricante en una consola o una placa de base junto al compresor. A veces, en sistemas pequeños y sencillos, el equipo de lubricación puede estar montado en la misma base que el compresor o la turbina. Para mayor información, véase la Ref. 10

Compresores de flujo axial

En estos compresores, el flujo del gas es paralelo al eje o árbol del compresor y no cambia de sentido como en los centrífugos de flujo radial. Los límites de capacidad de los compresores axiales (Fig. 2) está a la derecha de los centrífugos, lo cual indica el empleo de axiales para flujos más grandes que los centrífugos. La carga por etapa del axial es mucho menor (menos de la mitad) que la de una del tipo centrífugo; por ello, la mayor parte de los axiales son de cierto número de etapas en serie. Cada etapa consta de aspas rotatorias y fijas. En un diseño de reacción de 50%, la mitad del aumento de la presión ocurre en las aspas del rotor, y la segunda mitad, en las del estator.

Los compresores de flujo axial están disponibles desde unos 20 000 PCMS hasta más de 400 000 PCMS y producen presiones de hasta 65 psig en un compresor industrial típico de 12 etapas, o de un poco más de 100

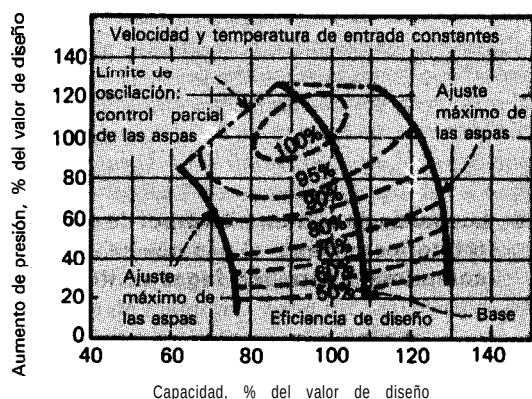


Fig. 9 Control de aspas del estator en el compresor axial

psig, con los turbocompresores de 15 etapas; estos tipos se emplean en turbinas de gas y motores de reacción (jet) para aviones, excepto los muy pequeños. También se emplean mucho en aplicaciones que requieren flujos de gas superiores a 75 000 o 100 000 PCMS, en especial porque son más eficientes que los centrífugos de etapas múltiples, de tamaño comparable. El axial suele costar más que el centrífugo y, en tamaños más pequeños, sólo se justifica por su mayor eficiencia.

La curva característica de un compresor axial es mucho más pronunciada que la de uno centrífugo. Debido a las características de flujo del rotor y al gran número de etapas, el axial tiene límites de estabilidad muy estrechos (Fig.9). Se controla con más facilidad mediante un mecanismo de control de aspas variables del estator, por lo general en las primeras etapas (control parcial de las aspas del estator) y, a veces, en todas las etapas para tener estabilidad, capacidad y eficiencia máximas.

Los aspectos mecánicos como cojinetes, sellos del árbol, sistemas de lubricación y de aceite de sellos, también referentes al control y rendimiento a velocidades variables, son muy similares a los de los compresores centrífugos.

Hay menos información respecto a los métodos de selección preliminar de compresores axiales que para los centrífugos. Aunque los axiales se rigen con las mismas leyes básicas referentes a la carga adiabática y politrópica, flujo en peso, velocidad periférica (en la línea de paso de las aspas del rotor), etc., el ingeniero de proyecto sólo debe hacer una selección preliminar y, luego, consultar al fabricante con el fin de obtener datos exactos para los cálculos y costos.

Compresores reciprocantes de desplazamiento positivo

Los compresores reciprocantes abarcan desde una capacidad muy pequeña hasta unos 3 000 PCMS. Para equipo de procesos, por lo general, no se utilizan mucho los tamaños grandes y se prefieren los centrífugos. Si hay alta presión y un gasto más bien bajo, se necesitan los reciprocantes. El número de etapas o cilindros se debe seleccionar con relación a las temperaturas de descarga, tamaño disponible para los cilindros y carga en el cuerpo o biela del compresor.

Los tamaños más bien pequeños, hasta de unos 100 hp, pueden tener cilindros de acción sencilla, enfriamiento con aire, y se puede permitir que los vapores del aceite en el depósito (cárter) se mezclen con el aire o gas comprimidos. Estos tipos sólo son deseables en diseños especiales modificados.

Los tipos pequeños para procesos, de un cilindro y 25 o 200 hp, tienen enfriamiento por agua, pistón de doble acción, prensaestopas separado que permite fugas controladas y pueden ser del tipo no lubricado, en el cual el lubricante no toca el aire o gas comprimido. Se utilizan para aire para instrumentos 0 en aplicaciones pequeñas para gas de proceso.

Los compresores más grandes para aire o gas son de dos o más cilindros. En casi todas las instalaciones, los cilindros se disponen en forma horizontal y en serie de

Tabla V Tamaños nominales de compresores reciprocantes

Tipo	Carrera típica, L, in	Velocidad típica, N rpm	Caballaje aproximado, hp
Carcasas de cigüeñal sencillo	5, 7	600 to 514	to 35
	7, 9	450	30 to 60
	9, 11	400	50 to 125
	11, 13	300 to 327	100 to 175
Carcasas para baja S velocidad: Horizontal Cilindros opuestos (dos o más)	9, 9½	600 to 514	200 to 800
	10, 10½	450	400 to 1200
	11, 12	450 to 400	800 to 2 000
	14	327	1000 to 2500
	15, 15½, 16	327 to 300	1500 to 4000
	17, 18 19, 20	277 to 257	3 000 to 10 000
Carcasas para velocidades mediana y alta Horizontal Cilindros opuestos (dos o más) hasta 35	5	1,000	150 to 400
	6, 8	720 to 900	1000 to 4500
	9	600	4 000 to 8 000

modo que presenten dos o más etapas de compresión. En la tabla V se presentan las capacidades y tamaños típicos actuales para procesos. El número de etapas de compresión depende, en gran parte de la elevación de temperatura en una etapa, que suele estar limitada a unos 250°F; de la carga en el cuerpo o biela que se puede manejar y, de vez en cuando, del aumento total en la presión en una etapa, respecto del diseño de las válvulas del compresor, que suelen ser para menos de 1 000 psi.

La relación o razón total de compresión se determina para tener una idea inicial aproximada del número de etapas. Si la relación es muy alta, entre 3.0 y 3.5 para una sola etapa, entonces la raíz cuadrada de la relación total será igual a la relación por etapa para las dos etapas, a la raíz cúbica para tres etapas, etc. Las presiones interetapas y la relación por etapa reales se modificarán después de tener en cuenta las caídas de presión en interenfriadores, tubería entre etapas, separadores y amortiguadores de pulsaciones, si se utilizan.

Selección de compresores reciprocantes

Un método rápido y de exactitud razonable para determinar el caballaje requerido para cada etapa de un compresor reciprocante, es el empleo de la gráfica de "caballaje por millón" de la figura 10, aunque en ella sólo se presenta una parte de las relaciones de compresión, pues el grupo completo de curvas incluye valores hasta de 6.0. Para tener resultados más exactos con gases más ligeros o pesados que el aire, se debe aplicar un factor de corrección para reflejar los cambios en las pérdidas en las válvulas, como resultado del peso molecular del gas que se comprime (Fig. 11). La relación básica es:

$$(HP)_u = \frac{(BHP)}{(MMPCDE)} (MMPCDE) F_{sg} \left(\frac{z_a + z_d}{2} \right) \quad (19)$$

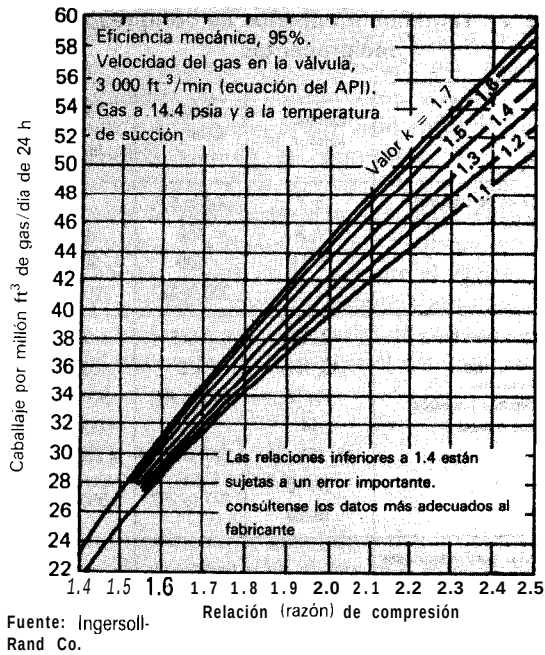


Fig. 10 Potencia necesaria para compresores recíprocos

en donde (HP), es la potencia por etapa, hp; (**BHP**)/(**MMPCDE**) es la potencia requerida para una relación de compresión, dada, bhp/10⁶ ft³/d a 14.4 psia y a la temperatura de succión; (**MMPCDE**) es la capacidad requerida, 10⁶ ft³/d a 14.4 psia y a la temperatura de succión; F_{ge} es un factor de la gravedad específica del gas y z_s y z_d son los factores de compresibilidad del gas en las condiciones de succión y descarga. Si se especifica construcción no lubricada, se debe aumentar en alrededor de 5% el caballaje obtenido con la ecuación (19).

Las curvas (Fig. 10) han sido aceptadas por la industria para las selecciones preliminares. A veces, se pueden obtener curvas más detalladas con los fabricantes para obtener resultados más exactos.

Dimensionamiento de los cilindros

Cuando se han establecido la presión y la temperatura interetapas para una aplicación de un compresor de etapas múltiples, se puede encontrar la capacidad de cada etapa en las condiciones de succión. Debido al espacio muerto necesario para permitir el funcionamiento y para poder diseñar el conducto para válvulas, el pistón no recorre o desplaza todo el volumen del cilindro. Por ello, la capacidad real del cilindro es un poco menor que su desplazamiento. Si se expresa como eficiencia volumétrica del cilindro, esta relación es:

$$E_v = Q/C_{des} \quad (20)$$

en donde E_v es la eficiencia volumétrica, Q es la capacidad en condiciones de succión, en ICFM, C_{des} es el desplazamiento del cilindro, ft³/min.

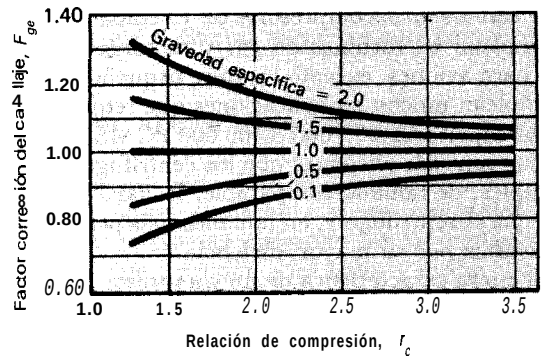


Fig. 11 Factor de corrección para gravedad específica (densidad relativa)

$$C_{des} = \left(\frac{A_{ep} + A_{ec}}{144} \right) \left(\frac{L}{12} \right) N \quad (21)$$

en donde L es la carrera del pistón, in., A_{ep} es el área de la cabeza del pistón, in², A_{ec} es el área en el lado del cigüeñal del pistón y N es rpm. Téngase en cuenta que el área en el lado del cigüeñal es el área de la cabeza menos el de la biela.

Se utilizan muchas fórmulas para la eficiencia volumétrica. La siguiente suele bastar para cálculos preliminares.

$$E_v = 0.97 - C_c \left[\frac{(r_c)^{1/k} - 1}{z_d/z_s} \right] \quad (22)$$

en donde C_c es el espacio libre en el cilindro, r_c es la relación de compresión, k es la razón de los calores específicos y z_s y z_d son los factores de compresibilidad del gas en las condiciones de succión y de descarga.

Carga en el cuerpo o carga en la biela

El cuerpo de cualquier compresor tiene un límite para las fuerzas que se pueden aplicar durante la compresión. En la forma más sencilla, esta carga se puede calcular cuando se conocen el diámetro del cilindro y las presiones que actúan contra el pistón. Esto, a veces, se llama "carga del gas sobre la biela" y no tiene en cuenta las cargas debidas a los pesos con movimiento alternativo y al movimiento de la máquina.

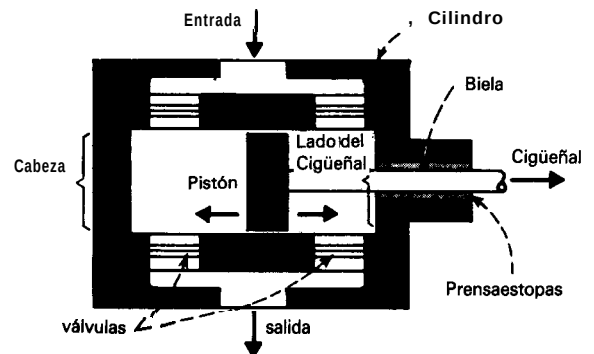


Fig. 12 Componentes del compresor con cilindro de doble acción

Tabla VI Ejemplo 5. Método del caballaje por millón

Cálculo de compresores recíprocentes				
Capacidad, MMPCDE	41.3			Dada
Capacidad, lb/h	—			Dada (a veces)
Gas	Hidrógeno + hidrocarburo			Dado
Peso molecular, M_w	2.925			Dado o calculado
Razón de calores específicos, k	1.40			Dada o calculada
Presión de succión, P_s , psia	$208 - 2 = 206$			Dada (-pérdida en el amortiguador de pulsos)
Temperatura de succión, $^{\circ}F$	100			
Temperatura de succión, $^{\circ}R$	560			
Presión de descarga, P_d , psia	$1\ 885 + 19 = 1\ 904$			Dada (+ pérdidas en el amortiguador de pulsos)
Relación de compresión global, r_c	$1\ 904/206 = 9.24$			
Número de etapas, n				Supuesto ($r_c \approx 2.0$ a 3.0 /etapa)
Etapas	1	2	3	Para identificación
Relación aproximada/etapa	2.10	2.10	2.10	$(r_c)^3$
Presión aproximada de descarga, P_d , psia	433	909	1 909	$r_c P_s$
Caída de presión interetapas, psi	7	12	—	$\approx 0.1(P_d)^{0.7}$
Pérdida en el amortiguador de pulsaciones, psi	2 Succión	—	19 Descarga	1% de la presión absoluta
Presión de succión, P_s , psia	206	433	909	Dada o calculada
Temperatura de succión, T_s , $^{\circ}F$	100	100	100	Dada o se supone interenfriamiento perfecto
Compresibilidad en la succión, z_s	1.01	1.018	1.035	Dada o calculada
Presión de descarga, P_d , psia	440	921	1 904	P_s dada arriba + pérdida interetapas
Temperatura de descarga, T_d , $^{\circ}F$	236	235	231	$T_s(r_c)^{(k-1)/k}$
Compresibilidad en la descarga, z_d	1.016	1.03	1.062	Dada o calculada
Relación real/etapa, r_c	2.14	2.13	2.09	Calculada: P_d/P_s (dados arriba)
Capacidad en la succión, Q_s , PCMS	2,226	1,067	517	Ecuación (5)
Capacidad en la succión a 1 y 14.4 psia, MMPCDE	45.40	45.40	45.40	$(MMPCDE) = (PCMS)P_s \{(10^4)Z$
bhp/MMPCDE	46.5	46.25	45.2	Figura 10
Corrección en la gravedad específica, F_g	0.875	0.87	0.865	Figura 11
Compresibilidad promedio, z_{prom}	1.013	1.024	1.049	$(z_s + z_d)/2$
bhp/etapa	1 871	1 871	1 862	$(bhp/MMPCDE) F_g (MMPCDE) z_{prom}$
Caballaje total al freno, bhp		5,604		Suma de todas las etapas
Número de cilindros	1	1	1	Supuesto; con base en el conocimiento de cuerpos disponibles
Espacio muerto en los cilindros, C_c , %	15	15	15	Empléense 10 a 15% para estimarse
Eficiencia volumétrica, E_v , %	86.3	86.6	87.3	Ecuación (22)
Desplazamiento requerido, ft ³ /min	2 579	1 233	593	$(ICFM)/E_v$
Carrera, L , in	18	←	←	Tabla V o el fabricante
Velocidad, N , rpm	277	←	←	Tabla V o el fabricante
Tamaño de biela, d , in	5	←	←	Tabla V o el fabricante
Diámetro del cilindro, D , in	24.12 usar 24 1/4	16.87 usar 17	11.97 usar 12	Ecuación (21)
Área, lado de la cabeza, A^{cp} , in ²	461.86	226.94	113.10	$A_{cp} - A_{biela}$ Ecuación (23)
Área, lado cigüeñal, A_{cd} , in ²	442.23	207.35	93.47	
Carga en el cuerpo, compresión, F_c , lb	112 119	119 266	130 375	
Carga en el cuerpo, tensión, F_t , lb	-99 438	-92 687	-75 156	Ecuación (24)
Límite de carga en el cuerpo, lb	150 000	←	←	Con base en cuerpos disponibles

Resumen: La selección preliminar es un compresor de tres cilindros, carrera de 18 in, que trabaje a 277 rpm, con un cilindro de 24-1/4 in (primera etapa), un cilindro de 17 in (segunda etapa) y un cilindro de 12 in (tercera etapa). Todos los cilindros son de doble acción. La unidad motriz es de 6 000 hp.

En un cilindro de doble acción, cuando el pistón se mueve hacia dentro en dirección al cigüeñal, la carga en el cuerpo, F_c , se calcula con

$$F_c = P_d A_{cp} - P_s A_{cc} \quad (23)$$

y dicha carga, en tensión, F_t , cuando el pistón se aleja del cigüeñal, es:

$$F_t = P_s A_{cp} - P_d A_{cc} \quad (24)$$

en donde F_c y F_t son en lb; P_s y P_d son las presiones de succión y descarga, psi; A_{cp} es la área de la cabeza del pistón, in² y A_{cc} es la área del pistón en el lado del cigüeñal, in². En la figura 12 se ven estas relaciones con claridad

El cuerpo de todo compresor tiene valores máximos para su carga, que no se deben sobrepasar en funcionamiento normal. Se prefiere que los valores calculados no excedan de 60% a 75% de la resistencia máxima calculada del cuerpo.

Se deben especificar los límites de velocidad de rotación N y la velocidad promedio del pistón, U_p , para no seleccionar un compresor que funcione a mucha velocidad, tenga desgaste excesivo y requiera mucho mantenimiento.

$$U_p = 2N(L/12) \quad (25)$$

en donde U_p es la velocidad del pistón, ft/min, N es la velocidad de rotación, rpm, y L es la carrera, in. El límite general de la velocidad del pistón en un compresor es de 800 a 850 ft/min y para los no lubricados es un poco menor, o sea alrededor de 700 ft/min.

Ejemplo 5. Se hará la selección preliminar de un compresor recíprocante de etapas múltiples, típico, para manejar 413 MMPCDE de una mezcla de hidrógeno y gas hidrocarburo con peso molecular de 2.925. En la tabla VI se presentan los datos pertinentes y los cálculos necesarios.

Control de compresores recíprocantes

Si se aplica suficiente potencia a un compresor de desplazamiento positivo, continuará el aumento de la presión a más de su valor nominal hasta que se llega a cierto límite, lo cual puede ocurrir con la apertura de una válvula de desahogo, el accionamiento de un interruptor de descarga por alta temperatura o por desperfecto de la máquina. No se desea nada de ello para el control de procesos. Por tanto, los compresores deben tener controles del cilindro o válvulas de derivación (*bypass*) o deben responder al tener cambios en la velocidad por variaciones en la capacidad.

La mayor parte de los compresores recíprocantes se impulsan con un motor eléctrico de velocidad constante; por ello los controles se basan en el funcionamiento a velocidad constante. En un compresor de velocidad fija, el control de la capacidad se puede lograr mediante:

1. Derivación externa del gas o aire en torno al compresor hasta la fuente de succión o la atmósfera.
2. Descargadores para los cilindros
3. Las llamadas cajas de espacio muerto.

4. Una combinación de los anteriores.

Los descargadores son manuales o automáticos, en uno o ambos extremos de un cilindro y se emplean para descargar, o sea, mantener abiertas las válvulas de entrada y con ello, el compresor no funciona en esa parte de esa carrera. Por ejemplo, los descargadores de las válvulas de entrada podrían estar en el lado de la cabeza (culata) de un cilindro y, al accionarlos, reducirían la salida neta del cilindro más o menos a la mitad. Si se utilizan los descargadores como control permanente, pueden surgir problemas de carga del cuerpo, pulsaciones excesivas o menor duración de las válvulas. Los descargadores casi siempre se utilizan para facilitar el arranque del compresor.

Las cajas de espacio muerto constituyen una capacidad adicional que se integran o atornillan en el lado de la cabeza o en el del cigüeñal de uno o más cilindros para aumentar el espacio muerto en ese cilindro; esto reduce la eficiencia volumétrica y disminuye la salida neta en un cilindro de tamaño dado. En la figura 13 se puede ver la forma en que el espacio muerto más grande en un cilindro disminuye la eficiencia volumétrica.

Cualquiera que sea el control de capacidad que se utilice, siempre hay que instalar válvulas de desahogo en la tubería cercana a cualquier compresor de desplazamiento positivo; la válvula debe ser de un tamaño adecuado para toda la capacidad de salida del cilindro.

A veces se utilizan unidades motrices de gas de velocidad variable en los compresores recíprocantes y ofrecen la ventaja de variar la capacidad como función directa de la velocidad. A menudo se utilizan cajas de espacio muerto y descargadores de cilindros para mayor facilidad de control. El alto costo inicial y de mantenimiento hacen que este tipo de unidades casi siempre se utilicen en aplicaciones especiales.

También se pueden utilizar turbinas de vapor o de gas para mover los compresores recíprocantes, pero se debe estudiar con todo cuidado su instalación pues se suelen necesitar engranes reductores de velocidad, volantes, acoplamientos torsionales y análisis especiales.

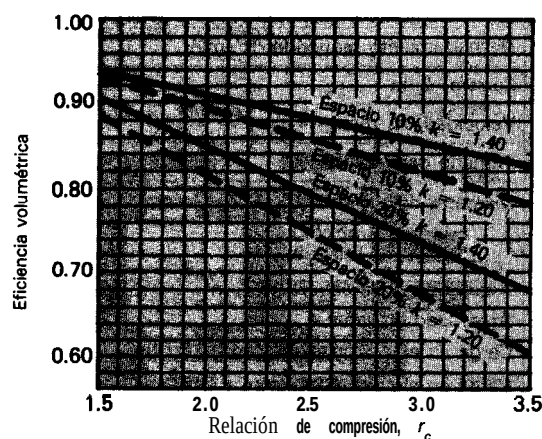


Fig. 13 El espacio muerto influye en la eficiencia volumétrica

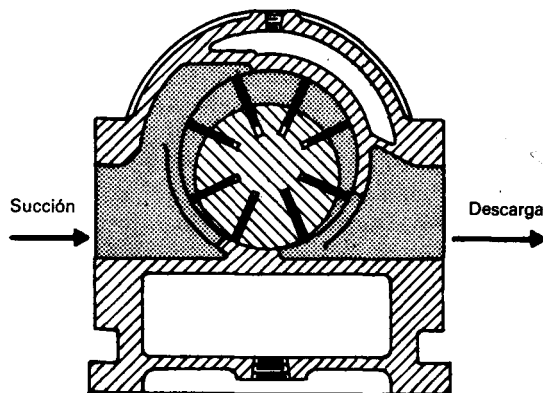


Fig. 14 El compresor rotatorio tiene aspas deslizables

Compresores rotatorios

Los sopladores, bombas de vacío y compresores rotatorios son todos de desplazamiento positivo, en los cuales un elemento rotatorio desplaza un volumen fijo con cada revolución.

Los diferentes estilos se pueden agrupar en cuatro tipos básicos. El más antiguo y conocido es el soplador de lóbulos, en el cual dos o tres rotores en forma de "8" se acoplan entre sí y se impulsan con engranes de sincronización montados en cada eje. Los sopladores de lóbulos van desde los muy pequeños, para compresores producidos en serie, desde unos 2 ft³/min, hasta los más grandes, para unos 20 000 PCMS. Se usan principalmente como sopladores de baja presión, que comprimen el aire o gases desde la presión atmosférica hasta 5 a 7 psig y, algunos hasta 25 psig, en tipos especiales. También se utilizan mucho como bombas de vacío, que son en realidad compresores que funcionan con presiones de succión inferiores a la atmosférica y con presiones de descarga iguales a la atmosférica o un poco mayores.

El segundo estilo es el de aspas o paletas deslizables, que tiene un rotor con ranuras, dentro de las cuales se deslizan las aspas hacia dentro y afuera en cada revolución. Las aspas atrapan el aire o gas y en forma gradual reducen su volumen y aumentan la presión, hasta que escapa por orificios en la carcasa (Fig. 14). Este estilo de compresor puede producir hasta 50 psig por etapa, y también está disponible con dos etapas, para presiones hasta de 125 psig. Sus capacidades son de 1 500 a 2 000 ft³/min y también se pueden emplear como bomba de vacío.

En las industrias de procesos químicos los tipos de lóbulos y de aspas tienen aplicación limitada porque producen presiones bajas y sólo se pueden obtener, en general, con carcassas de hierro fundido, que los hacen inadecuados para ciertos gases corrosivos o peligrosos.

Un tercer tipo es el compresor de espiral rotatorio, que se utiliza para altas presiones y viene en tamaños grandes. A.J.R. Lysholm produjo en Europa, en la década de 1930, un compresor de espiral doble, junto con el equipo especializado para maquinar los complicados rotores.

Están disponibles en estructuras enfriadas por aceite y secas. Sus capacidades van de unos 50 hasta 3 500 PCMS en el tipo inundado con aceite, y de 1 000 a 20 000 PCMS en los de tipo seco; éstos pueden funcionar a velocidades de 10 000 a 12 000 rpm y con presiones de descarga de 250 a 400 psig; o sea un aumento de 50 psig por carcasa.

En las industrias de procesos químicos se suele preferir el tipo seco porque no hay arrastre de aceite a la corriente del proceso. Sin embargo, los de tipo inundado con aceite han tenido amplia aceptación en servicios para aire de procesos y servicios, y también los hay portátiles, así como compresores de refrigeración para refrigerantes de fluorocarbono.

El cuarto estilo es el compresor o bomba de anillo de líquido, que es rotatorio, pero tiene un principio exclusi-

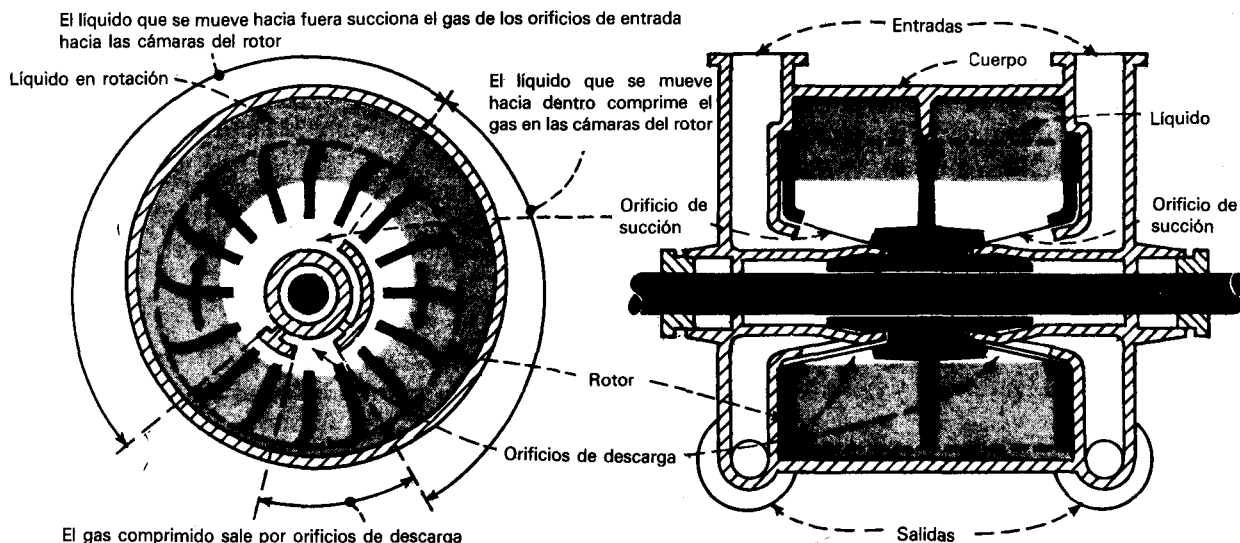


Fig. 15 El compresor rotatorio con anillo de líquido se emplea para manejar mezclas de gases con alto contenido ácido o gases corrosivos.

vo de funcionamiento, diferente al de cualquier otro rotatorio. Un rotor con aspas gira en una cubierta circular u ovalada, dentro de la cual siempre hay agua u otro líquido sellador (Fig. 15). La fuerza centrífuga hace que el líquido forme un anillo en la periferia de la carcasa durante el funcionamiento. El aire o gas avanza hacia el centro del rotor y, en forma gradual, se reduce su volumen y aumenta su presión hasta que pasa por los orificios de descarga y sale de la carcasa. El líquido contenido en el aire o gas descargado se separa y se enfría, y se recircula o se desecha en un sistema de una sola pasada.

El tipo de anillo de líquido es el que más se utiliza como bomba de vacío hasta 3 o 4 in de Hg absolutas. También se puede utilizar como soplador abaja presión hasta unas 25 psig o como compresor de aire a presiones intermedias, hasta de unas 100 psig, para instrumentos. Sus tamaños van desde los pequeños, para unos 10 ft³/min, hasta los más grandes, de carcasa sencilla, para 10 000 ft³/min. Estos compresores se emplean mucho con gases difíciles como cloro, gas ácido, gases cargados con sulfuro de hidrógeno, dióxido de carbono y otros. Para muchos tipos se puede obtener construcción de acero inoxidable.

En general, los compresores rotatorios sólo son para necesidades especiales, con poco aumento de presión y baja capacidad. Pero, no se los debe pasar por alto cuando se trata de seleccionar el adecuado para una aplicación. La consulta de la gráfica de velocidad específica (Fig. 2), en ocasiones puede ser de utilidad cuando se trata de la aplicación de un compresor rotatorio. La carga, capacidad y caballaje adiabáticos se pueden determinar en forma muy semejante a las de un compresor centrífugo. No obstante, como no hay una fuente totalmente aceptada de datos de eficiencia, la selección inicial del compresor debe basarse en la información de su fabricante.

Resumen

El ingeniero de proyectos no debe sentir temor ante la selección preliminar de un compresor o soplador de cualquier tipo para la planta, si aplica con cuidado las relaciones básicas y las leyes citadas en este artículo. Como es natural, el diseño final y el rendimiento son responsabilidad del fabricante, quien puede prestar valiosa ayuda. En todos los casos, resultará útil y ahorrará mucho tiempo si el ingeniero primero estudia las necesidades y hace su propia elección preliminar del tamaño y tipo del compresor.

Agradecimientos

Las siguientes empresas han suministrado información o ilustraciones: **Allis-Chalmers**; **Atlas Copco, Inc.**; **Copper Bessemer Corp.**; **DeLaval Turbine, Inc.**; **Dresser Industries, Elliot Div.**; **Carrier Corp.**; **Gardner-Denver Co.**; **Hoffman Air & Filtration Div.**, de **Clarkson Industries, Inc.**; **Ingersoll-Rand Co.**, **Joy Manufacturing Co.**, **Kellogg-Ameritan, Inc.**; **Nash Engineering**; **Sulzer Bros.**; **Sundstrand Fluid Handling**; **Victor Manufacturing Corp.**; **White Superior Div. de White Motor Corp.**; **Worthington-CEI, Inc.**

Referencias

1. "Engineering Data Book," 9th ed., Natural Gas Processors Suppliers Assn., Tulsa, 1972.
2. "Gas Properties and Compressor Data," Form 3519-C Ingersoll-Rand Co., Woodcliff Lake, N.J., 1967.
3. Scheel, L. F., "Gas Machinery," Gulf Publishing, Houston, 1972.
4. **Compressibility Charts and Their Application to Problems Involving Pressure-Volume-Energy Relations for Real Gases**, Bulletin P-7637, Worthington-CEI Inc., Mountainside, N.J., 1949.
5. Balje, O. E., A Study on Design Criteria and Matching of Turbomachines—Part B, *Trans. ASME, J. Eng. Power*, Jan. 1962.
6. Centrifugal Compressors for General Refinery Service, 3rd ed., API Standard 617, American Petroleum Institute, Washington, 1973.
7. Hallock, D. C., Centrifugal Compressors—The Cause of the Curve, *Air and Gas Eng.*, Jan. 1968.
8. Centrifugal Compressors, Bulletin 8282-C, Ingersoll-Rand Co., Woodcliff Lake, N.J., 1972.
9. Magliozzi, T. L., Control System Prevents Surging in Centrifugal Flow Compressors, *Chem. Eng.*, May 8, 1967, pp. 139-142.
10. Lubrication, Shaft-Sealing, and Control-Oil Systems for Special-Purpose Applications, API Standard 614, American Petroleum Institute, Washington, 1973.
11. Reciprocating Compressors for General Refinery Service, 2nd ed., API Standard 618, American Petroleum Institute, Washington, 1974.

El autor



Richard F. Neerken es gerente de sección de equipo rotatorio en The Ralph M. Parsons Company, Pasadena, California, 91124. Ingresó en Parsons en 1957 y ha trabajado en forma continua con máquinas rotatorias como bombas, turbinas, compresores y motores en muchos proyectos de la empresa. Con anterioridad, durante más de 11 años desarrolló aplicaciones para un importante fabricante de bombas, compresores y turbinas. Dirige a un grupo de más de 30 ingenieros que hacen trabajos similares para Parsons en todo el mundo. Tiene título de ingeniero mecánico del California Institute of Technology, es ingeniero profesional en California y miembro del Contractor's Committee on Mechanical Equipment, en el API.

Cómo obtener la mejor distribución física de la planta para bombas y compresores

La economía en tuberías y estructuras, junto con la facilidad de operación y mantenimiento son los objetivos principales para instalar bombas y compresores, sus unidades motrices y componentes auxiliares.

Robert Kern, Hoffman • La Roche, Inc.

La distribución física y la configuración de las tuberías influyen en el costo de capital y en la energía que consumen las bombas y compresores. Se hará una descripción conjunta de ellos, porque los requisitos para la distribución física y la tubería suelen traslaparse; se tratarán por separado las diferencias importantes.

La elección de opciones sólo influye en forma limitada en el diseño de la tubería. Como ya se han descrito las bombas y los compresores, sólo se examinarán los detalles pertinentes de ellos, según sea su efecto en el diseño y distribución física de la planta y la tubería.

Bombas centrífugas para plantas de procesos

Si no hay una diferencia de presión entre dos puntos de un sistema de tubería, hay que utilizar una bomba (o un compresor) para producir el flujo necesario. Las del tipo centrífugo son las más comunes en las plantas de procesos.

La carga de descarga de una bomba o compresor centrífugo depende del tipo, diámetro y velocidad del impulsor; éstos son de tres formas básicas (Fig. 1a).

1. *Flujo radial.* En la bomba de flujo radial, la entrada es axial y la salida es radial. La carga de descarga se produce sólo por fuerza centrífuga. Este impulsor puede producir cargas elevadas. La mayor parte de las bombas y compresores para proceso son de este sistema y muchas bombas horizontales y verticales tienen también este tipo de impulsor.

2. *Flujo mixto.* En estas bombas, el líquido entra en sentido axial, y el impulsor lo descarga formando un án-

gulo con el árbol de la bomba. En este diseño, la energía aplicada al líquido es una combinación de fuerza centrífuga y desplazamiento axial. Algunas bombas verticales tienen este tipo de impulsor.

3. *Flujo axial.* En estas bombas, el líquido entra y sale en sentido axial. Toda la energía aplicada al líquido se debe a la acción elevadora del impulsor y casi no hay fuerza centrífuga. Algunas bombas verticales tienen este tipo de impulsor. Los compresores o sopladores de flujo axial tienen cargas bajas e impulsor de altas velocidades.

Antes de describir la distribución física y el diseño de la tubería para estas bombas, se examinarán las características de diseño mecánico de las centrífugas.

La bomba de una etapa tiene un impulsor. En respuesta a las necesidades de las industrias de procesos químicos se creó la que se llamó bomba de diseño “estándar” (Fig. 1b) o también **American Voluntary Standard (AVS)**, que ya se fabrica de acuerdo con la norma **ANSI B73.1-1974** y tiene succión en un solo extremo y puede tener amplios límites de capacidad con el empleo de unos cuantos impulsores intercambiables. Las piezas rotatorias se pueden desmontar sin alterar la tubería, carcasa o motor. Se puede emplear cuando el recipiente de succión está en la rasante, el tubo de succión está cercano, el líquido está subenfriado o la NPSH disponible es baja.

Una variante de la bomba horizontal con succión por el extremo tiene la entrada en la parte superior de la carcasa (Fig. 1c). Las tuberías y válvulas ocuparán menos espacio, pero el recipiente de succión debe estar elevado. También se puede emplear la bomba con entrada horizontal, pero los tubos y válvulas ocuparán espacio

Tabla 1 Tamaños de tubos y espacio en el piso para bombas centrífugas de impulsor sencillo (Carga total 40 a 400 ft)

Tipo de bomba	Capacidad, gpm	Boquillas de bomba		Tamaños de tubos		Espacio en el piso, ft
		Succión, in	Descarga, in	Succión, in	Descarga, in	
Impulsor de entrada sencillo						
(Succión en extremo, descarga por arriba)	hasta 100	2	1	2 - 3	1 - 2	1.5 X 4
	100 a 200	3	1½	4	2 - 3	1.5 x 5
	200 a 300	3	2	4 - 6	3-4	2 x 5.5
(succión y descarga por arriba)	300 a 700	4	3	6 - 8	3 - 6	2 X 6
Impulsor de entrada doble						
(Succión y descarga laterales)	700 a 1.000	6	4	8	6	2 X.6
	1 000 a 1 500	8	6	10 - 12	6 - 8	2.5 X6.5

Las dimensiones de boquillas y tubos son tamaños nominales de tubo.

frente a la succión de la bomba. En la tabla 1 aparecen los datos para calcular el espacio requerido en el piso para estas bombas.

Las bombas de etapas múltiples tienen dos o más impulsores en serie; la descarga de un impulsor es la succión en el siguiente, y se suman las cargas producidas en todas las etapas. Estas bombas son para trabajar contra alta presión de descarga, como en las bombas de mediana y alta presiones para alimentación de calderas.

Según sea el número de etapas, la carcasa puede ser muy larga (Fig. 1d) y se necesita más espacio. En estas bombas, las boquillas de succión y descarga suelen estar en posición vertical. En las bombas con carcasa dividida horizontalmente, hay que proveer acceso en ambos lados para facilitar el mantenimiento. Las carcasas partidas verticalmente (tipo barril), requieren espacio en el frente de la bomba para extraer el árbol y el impulsor para el mantenimiento en el campo.

Diseño de carcasa e impulsor

Hay muchos tipos de impulsores centrífugos; el líquido se acelera en las cavidades del impulsor encerrado y, la anchura es tal que da alta capacidad y baja carga, y se emplea para bombear pastas aguadas, aguas negras y agua limpia. El impulsor semien cerrado tiene un lado abierto, y la carcasa cubre el lado abierto de los alabes. El impulsor abierto está circundado en ambos lados por la carcasa. El impulsor de doble entrada tiene dos ojos y se suele emplear en bombas de gran capacidad y carga elevada relativamente, para servicio de agua de enfriamiento y contra incendio.

Las bombas de gran capacidad para agua suelen tener carcasas divididas horizontalmente con impulsor de doble entrada. La entrada y la salida están horizontales, es decir, a 90° con el árbol de la bomba, y la tubería de succión es sencilla; puede ser un tubo recto, corto con una o dos juntas de expansión. No se debe utilizar un codo horizontal en la succión porque produce flujo dis-

parejo para el impulsor de doble entrada, lo cual puede reducir la duración de los cojinetes.

El mantenimiento es sencillo y se puede efectuar sin desconectar la tubería. Se necesita mucho espacio alrededor de estas bombas por el tamaño de los tubos, accesorios y válvulas y para tener el espacio requerido para el equipo de mantenimiento.

La carcasa dividida verticalmente, perpendicular con el árbol de la bomba, tiene fácil acceso para mantenimiento. En las bombas grandes hay que dejar espacio frente a ellas para desmontar la cabeza de la carcasa y extraer el árbol y el impulsor. En algunas de estas bombas, el impulsor se puede sacar hacia la unidad motriz.

Casi todas las bombas son horizontales y, al montarlas, se deben alinear con todo cuidado el árbol del motor y el de la bomba.

Las bombas en línea son compactas y económicas en los aspectos de costo de capital, distribución requerida, diseño de tubería y mantenimiento. Según dicen sus fabricantes, las bombas en línea, con capacidad de 5 a 100 gpm, se pueden montar horizontalmente, verticalmente hacia arriba o hacia abajo o en cualquier posición angular. Si es necesario, pueden ubicarse elevadas, sin tener que usar tubos curvos hasta la rasante. Pero es importante dejar espacio temporal y permanente para acceso a ellas y a sus válvulas e instrumentos.

Las bombas grandes en línea tienen un pedestal, y hay que soportarlas en una superficie vertical; por lo general se ubican al nivel de la rasante o del piso.

Bombas de árbol vertical

Las bombas verticales ocupan poco lugar, pero necesitan suficiente espacio para acceso y en sentido vertical para sacar el motor, árbol e impulsores (Figs. 1e y 1f). En muchos tipos, el motor y el árbol de la bomba se pueden sacar por separado. Hay varios tipos de bombas verticales, y sus características principales son:

■ La bomba sumergida tiene un solo impulsor radial y un árbol vertical largo (Fig. 1e). Los fabricantes especifican la inmersión requerida y las dimensiones de la entrada; el tamaño y profundidad del foso de succión debe ir de acuerdo con estas condiciones.

■ La bomba de hélice para foso húmedo (cárcamo) tiene impulsor de flujo mixto. La acción elevadora del impulsor por lo general se aplica en varias etapas. En algunas bombas las aspas de la hélice se pueden ajustar de acuerdo con las condiciones de funcionamiento requeridas.

■ Las bombas de pozo profundo tienen impulsores con descarga radial o de flujo mixto; cada uno está en una cubierta semicerrada con álabes de descarga. Se puede montar un gran número de impulsores en serie; por ello, estas bombas pueden producir cargas elevadas. Se sugiere utilizar motor sumergible para evitar el empleo de un árbol largo, que necesita mucha altura para sacarlo.

Una válvula de pie en la succión mantiene cebadas las bombas verticales. Uno de los trabajos de mantenimiento es desmontar la bomba para limpiar la válvula y su malla de admisión. Por tanto, las válvulas, tubos y conduits eléctricos no deben estorbar.

■ La bomba de pozo seco es la de tipo vertical más común en las plantas de proceso (Fig. 1f). Es más corta que la de pozo profundo y está totalmente encerrada. Las boquillas de succión y descarga están encima de la rasante, y la entrada al impulsor está debajo. No necesita cebado y se desmontan la bomba con su carcasa.

Para aprovechar la capacidad de una bomba vertical para proceso, se debe colocar justo debajo o en un lado del recipiente de succión. Hay que dejar espacio para sacarla con una grúa móvil o poner puntos de enganche.

En las bombas de pozo seco, las boquillas de succión y de descarga pueden formar cualquier ángulo horizontal práctico entre sí, según la colocación de la tubería. En las bombas que tienen en existencia los fabricantes, las boquillas de succión y descarga forman entre sí 180°.

Tipos de unidades motrices para bombas

Las bombas montadas en una base que tienen acoplado el propulsor, son las más comunes (Figs. 1b, 1c, 1d). Casi todas las bombas centrífugas tienen motor eléctrico. Las bombas con propulsión de turbina de vapor, de gas o hidráulica necesitan un espacio más amplio para la caja de engranes, válvulas, tubos e instrumentos que las de motor. Hay que proyectar el acceso para mantenimiento y, quizá, un monorriel para un aparato elevador.

Las bombas con acoplamiento compacto (Fig. 1g) están montadas directamente al árbol del motor; son compactadas y pueden trabajar con cualquier posición del árbol, pero tienen capacidad limitada. La boquilla de descarga se puede girar en los agujeros en el círculo de tornillos con respecto al eje del motor. Esto ofrece gran adaptabilidad en la distribución física y facilita el diseño de la tubería.

Las bombas con propulsión de engranes están diseñadas de acuerdo con los requisitos entre la velocidad del

propulsor y la de la bomba. Se instalan horizontalmente, con un desplazamiento horizontal o vertical entre los árboles del propulsor y el de la bomba. Esto aumenta la anchura y longitud totales y, en su caso, la altura.

Costo, operación y mantenimiento

Las bombas centrífugas recuperan su costo en poco tiempo; su costo inicial bajo se debe a su diseño sencillo, a que tienen motores con acoplamiento directo y una amplia variedad de materiales, tamaños y características de rendimiento y operación. Ocupan poco espacio y no necesitan cobertizos especiales; la tubería es sencilla.

Además, las centrífugas son confiables y de larga duración. Pueden soportar corrosión y erosión internas, sin pérdida apreciable de rendimiento. Su funcionamiento adaptable permite buen control de flujo en una amplia gama de capacidad, a velocidad constante; la capacidad se puede variar mediante estrangulación de la descarga. Son silenciosas, necesitan poca atención y funcionan sin pulsaciones.

Por su larga duración, tienen bajo costo de mantenimiento. Se pueden desarmar con facilidad, hay pocas piezas con holguras precisas y las piezas gastadas se pueden reemplazar con rapidez.

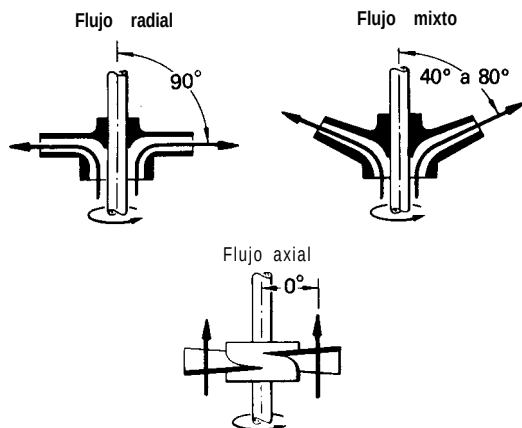
La capacidad, la carga y la eficiencia disminuyen con rapidez cuando cambia la viscosidad. La bomba centrífuga, excepto la de tipo regenerativo, no puede manejar líquidos que contengan vapores. Con flujos bajos, menores de 15 o 20 % de su capacidad de diseño, se vuelven inestables; por ello, se requiere un flujo mínimo, lo que implica la necesidad de un tubo adicional para derivación hacia el recipiente de succión.

Las bombas las seleccionan los especialistas, y el diseñador de la tubería influye muy poco en la elección básica. Sin embargo, el proyectista de la distribución física puede solicitar una orientación preferida para la succión y la descarga y las limitaciones en la *NPSH*, según sea la elevación requerida del equipo.

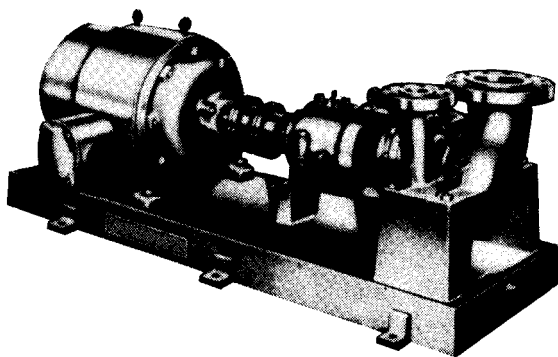
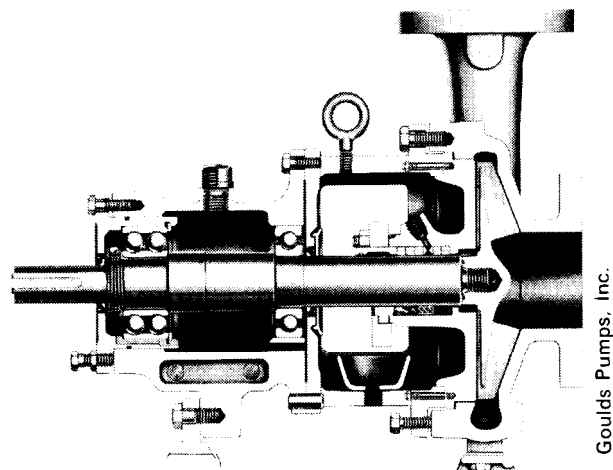
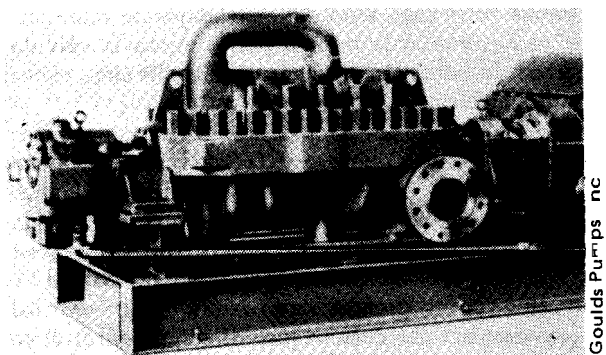
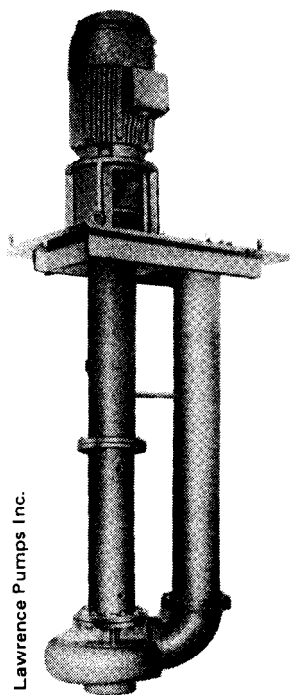
Instalación de bombas y tuberías: a la intemperie

Las bombas rara vez influyen en la distribución física de la planta, excepto cuando una reserva común para dos servicios pudiera requerir el reacomodo del equipo de proceso. Las bombas se colocan cerca de los recipientes de proceso y, si son varias, deben estar alineadas en una forma estética.

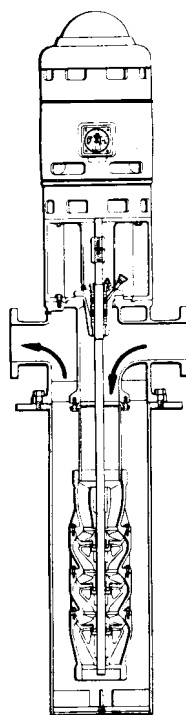
En las plantas químicas o petroquímicas casi todas las bombas están en dos hileras debajo de los soportes para los tubos. Los extremos para los motores, alineados, definen el espacio para acceso en el centro de las dos hileras. La succión y descarga de las bombas miran hacia los recipientes. En la figura 2 se describe una evaluación para la instalación de una bomba o una caseta de bombas. Las bombas individuales tienen acceso por todas partes. Salvo pocas excepciones, los tubos de succión pueden estar elevados. Los tubos de descarga con medidores de flujo se colocan encima del espacio entre los so-



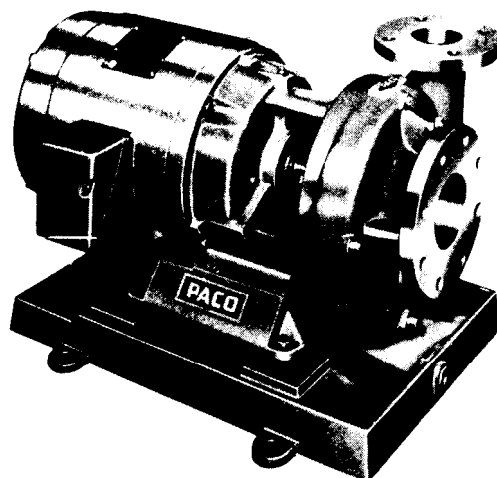
a. Tipos de impulsores

c. Bomba con descarga y succión por arriba
(Para recipientes de succión elevados)b. Bomba de succión en el extremo y descarga por arriba
(Para recipientes elevados y en la rasante)d. Bomba de impulsores múltiples
(Requiere más espacio)

Lawrence Pumps Inc.

e. Bomba para sumidero
(Requiere fosa de tamaño adecuado)

Fairbanks Morse

f. Bomba vertical para proceso
(Adaptabilidad para orientar la entrada y la salida)

Pacific Pumping

g. Bomba acoplada en forma compacta
(Se monta en cualquier posición)

Fig. 1 Bombas centrífugas

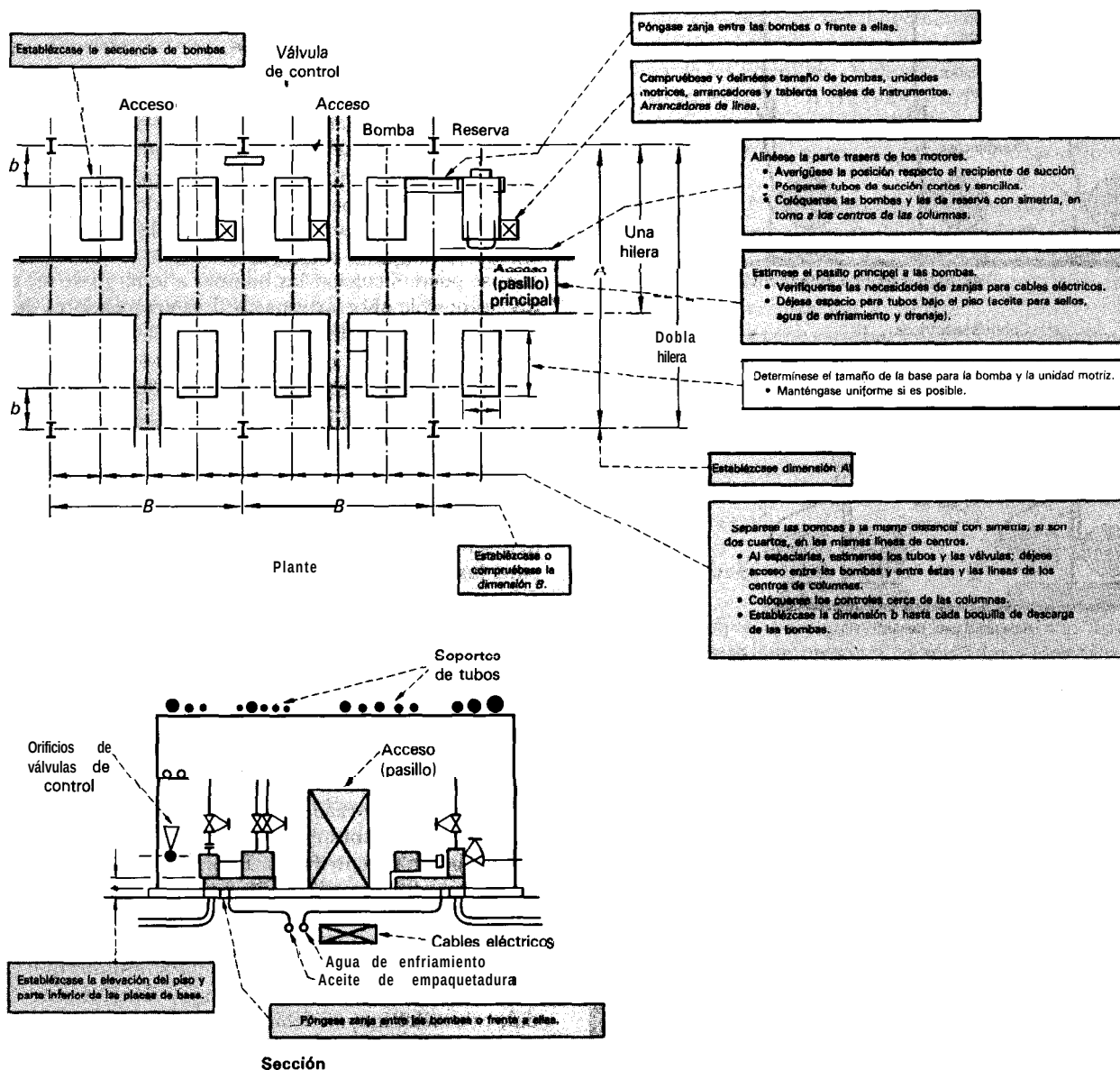


Fig. 2 Lista de comprobación para instalación de bombas en las plantas de la industria química

portes de tubos y el techo. Las válvulas de control por lo común se colocan en la rasante, de preferencia junto a las columnas para tener buen soporte. La disposición preferida para las boquillas, con recipientes muy elevados, es con la succión y la descarga en la parte superior.

Cuando el espacio está restringido o las bombas son pequeñas o están en un lugar donde la estructura es muy costosa, se pueden colocar dos bombas en una base común de concreto, con un soporte para el arrancador de las dos. En la figura 3 se ilustran la utilización del espacio y la colocación para estos casos.

Para seguridad y conveniencia del operador, las bombas para recipientes con líquidos inflamables se deben colocar fuera de las repesas. Una excepción son los tanques de norma API que tienen bombas en línea, montadas en las boquillas de succión en el tanque.

Instalación de bombas y tuberías: bajo techo

Las bombas que manejan líquidos subenfriados provenientes de los recipientes para el proceso, suelen tener la succión casi al nivel del piso; pueden tener succión de extremo o succión lateral y, por lo general, descarga en la parte superior. Se emplean mucho las bombas en línea para este servicio. Mirando desde el pasillo de acceso, los soportes del arrancador del motor deben estar detrás de la bomba y el motor, separados de las bridas de la bomba y del espacio para mantenimiento.

Cuando se manejan líquidos saturados, vapor-condensado o se trabaja con vacío, se necesitan recipientes de succión elevados, que se colocan debajo del techo, sobre el piso o en un piso alto. En la figura 4 se ilustran diversas disposiciones de bombas.

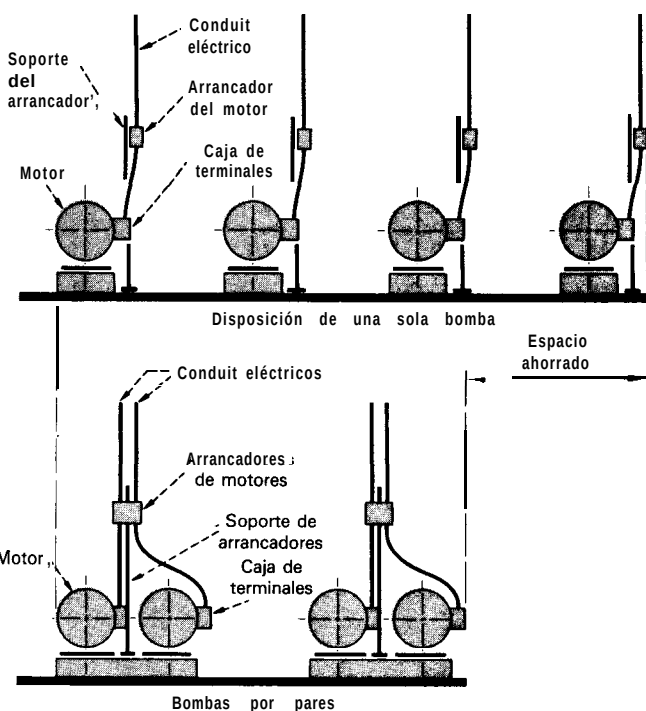


Fig. 3 Las bombas por pares son económicas y ahorran espacio

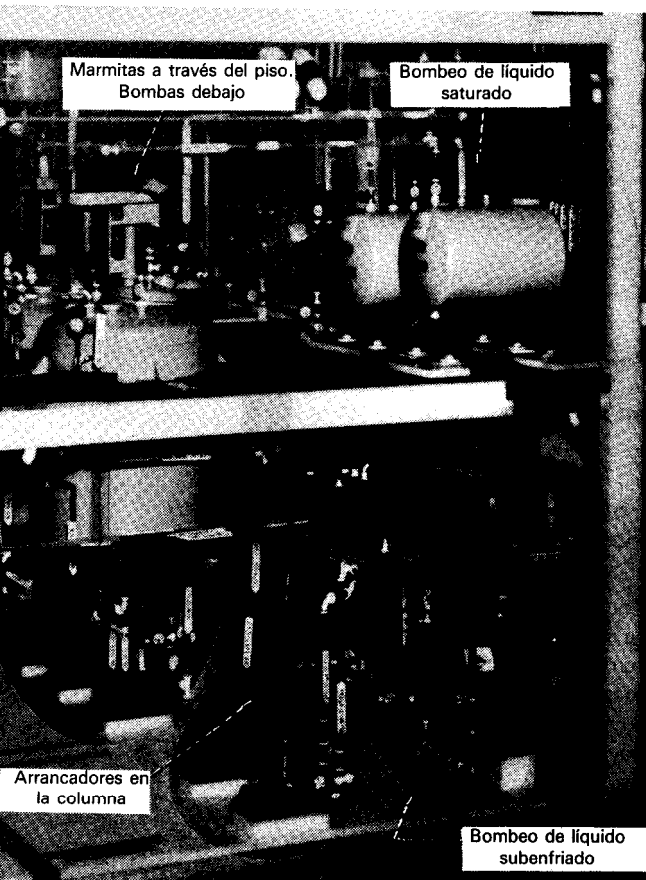


Fig. 4 Relación entre bombas y recipientes dentro de un edificio

En el aspecto hidráulico, se prefiere una caída vertical larga para los tubos de succión; por las restricciones de la construcción, no se suele tener un tramo horizontal para el tubo de succión. Se debe instalar una junta de expansión en la rama vertical, cerca de la bomba. La tubería en esa junta debe estar bien guiada para que la de flexión lateral del tubo vertical no rompa la junta de expansión. No se deben aplicar cargas de peso muerto y expansión de la tubería en las bridas de la bomba ni en cualquier máquina rotatoria.

Si se pueden colocar las bombas a lo largo de los muros, es posible ahorrar espacio. Los arrancadores de los motores, válvulas de control y múltiples para servicios se pueden soportar en el muro encima de las bombas. Por ejemplo, los tanques pueden estar fuera del edificio, y las bombas en el interior. En general, se deben utilizar las estructuras, muros y columnas existentes para soportar los instrumentos y los componentes eléctricos.

Los múltiples de tubos auxiliares se deben colocar encima de la bomba a cierta altura. Estos múltiples pueden ser para agua de enfriamiento de cojinetes, aceite para las casquillos de los prensaestopos o fluidos para calentar la camisa de la bomba. Deben colocarse los carretes, bridas salteados o acoplamientos necesarios para facilitar el acceso a la bomba y el desmontaje de válvulas y múltiples de las tuberías auxiliares.

Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas y compresores rotatorios trabajan con desplazamiento forzado y pueden enviar un flujo constante sin pulsaciones contra presiones mucho más altas que las bombas centrífugas. El diseño y colocación de la tubería no difieren mucho en relación con las centrífugas. Las bombas rotatorias pueden tener válvulas de desahogo integrales o en la tubería.

Las bombas reciprocantes son para líquidos que contienen vapor. La resistencia al flujo, con el mismo caudal, es mucho mayor debido a las válvulas de retención de entrada y salida, que en una bomba centrífuga. Por ello, cuando se bombea un líquido saturado, se necesita una carga estática frente a la succión de la bomba para que haya flujo libre de vapor hacia su cilindro. Una mezcla de líquido y vapor que llegue al cilindro, reduce mucho la eficiencia volumétrica de la bomba, y en la práctica se tiene un caudal (o gasto) mucho menor que el normal de la bomba. Para su instalación, esto significa que se necesita un tambor de succión elevado y un tubo sencillo, directo y sin restricciones desde el recipiente hasta la succión de la bomba.

Las bombas reciprocantes se clasifican según el tipo de disposición del cilindro y pistón o émbolo. Las más comunes y sus características, son:

■ La bomba de acción sencilla es de un solo pistón o émbolo y las pulsaciones son intensas, pero se pueden reducir con una cámara de aire en la descarga o con la combinación de dos o más cilindros de bomba en paralelo fuera de fase. Las bombas dosificadoras se incluyen en este grupo y suelen tener su propio motor. Para controlar la capacidad, se ajusta la longitud de la carrera. La capacidad normal es de 0.15 a 10 gpm.

■ La bomba simplex es de acoplamiento directo, y tiene un cilindro de vapor en un extremo y una bomba de doble acción en el otro. Por su sencillez esta bomba es muy confiable; se utiliza para el agua de alimentación de las calderas más pequeñas y puede manejar líquidos volátiles y viscosos. Las bombas de potencia son impulsadas por un motor eléctrico o de otro tipo, que acciona un cigüeñal.

Hay muchas variantes en los cilindros, pistones, válvulas y mecanismos propulsores en estas bombas. Las más comunes son la sencilla, con un solo cilindro, las dúplex, tríplex y cuadrúplex y pueden tener los cilindros horizontales y verticales. Las horizontales necesitan más espacio en el piso.

■ La bomba de diafragma maneja cantidades precisas de líquido. Un émbolo reciprocante empuja el líquido motor contra un lado de un diafragma para producir movimiento a pulsaciones; esto hace que el líquido sea llevado a la cámara de bombeo, formada por el otro lado del diafragma. El movimiento del líquido bombeado se regula con válvulas de succión y descarga. Estas bombas no son adecuadas para líquidos de alta viscosidad y ocupan un espacio cuadrado en el piso.

Las bombas reciprocantes se emplean cuando se necesita una carga elevada. Su capacidad permanece constante con las variaciones en la presión de descarga y las viscosidades. La descarga no se puede estrangular, como en las bombas centrífugas, para controlar la capacidad, sino que se utiliza una unidad motriz de velocidad variable o se ajusta la carrera.

Por las características de sus válvulas de succión y descarga, no son adecuadas para líquidos con impurezas o sólidos en suspensión, y no se fabrican para servicios en donde hay corrosión o abrasión.

La acción de las bombas reciprocantes produce flujo a pulsaciones; la intensidad y frecuencia de ellas dependen del número de cilindros que estén en paralelo y de si los cilindros son de acción sencilla o doble. Si se aumenta el número de cilindros, se reduce la amplitud; pero se aumenta la frecuencia de las pulsaciones; para amortiguar éstas, se emplean cámaras de succión y descarga, que pueden estar integradas a la bomba o formar parte de la tubería. Sin estas cámaras para pulsaciones, es difícil dosificar el flujo.

Por su funcionamiento a pulsaciones estas bombas son voluminosas, requieren cimientos y estructuras fuertes para soporte de la tubería. El fabricante puede indicar el tamaño y colocación de las cámaras amortiguadoras, pero suelen requerir más espacio que la propia bomba.

En la succión y descarga de las bombas reciprocantes son deseables las tuberías sin restricciones. Se deben evitar extremos ciegos, flujos opuestos y cambios súbitos en el sentido de la tubería. Hay que utilizar codos largos y ramales en ángulo. Se suelen instalar una válvula de retención y una de corte después de la boquilla de descarga; en los tubos cortos de descarga, no se necesita válvula de retención.

Las bombas reciprocantes deben tener sistemas de desahogo (alivio) de presión, y se puede emplear alguno de los siguientes: 1) válvula de desahogo integral con la

carcasa; 2) tubería de desahogo en circuito cerrado, que conecte los tubos de succión y descarga inmediatamente encima de las boquillas; 3) descarga de la válvula de desahogo conectada con el tambor de succión; en este caso, la válvula de corte en el tubo de succión se debe mantener abierta siempre; 4) tubería de desahogo hacia el drenaje.

Las bombas reciprocantes suelen tener sistemas de tuberías auxiliares para agua de enfriamiento, vapor o un fluido para transferencia de calor a las camisas, aceite para sellos de los cojinetes, lubricante para cojinetes y conexiones de respiración y drenaje.

La tubería no debe estorbar para el mantenimiento de la bomba. Se necesita espacio para llegar a las tapas de las válvulas y de la carcasa y a las empaquetaduras así como para desmontar los cilindros y el árbol. Si se utilizan carretes o codos con bridas, se facilita el trabajo. Dado que se necesita mantenimiento frecuente, son deseables un monorriel, una grúa viajera y protección contra la intemperie.

Compresores centrífugos

Los principios para proyectar la distribución física y la tubería para compresores (o sopladores) centrífugos pequeños, no difieren en su aspecto básico de los requisitos para las bombas centrífugas. Sin embargo, los tamaños de tubería y componentes para los compresores son mucho mayores que para las bombas.

Los compresores grandes se emplean mucho en plantas de proceso: por ejemplo en unidades de craqueo catalítico, para etileno y amoniaco. Sus ventajas son: a) capacidad para manejar grandes volúmenes con un tamaño de equipo relativamente pequeño; b) la sencillez mecánica de un solo conjunto rotatorio y c) adaptabilidad para propulsión con motor eléctrico o turbinas de vapor o de gas.

Los compresores grandes, de etapas múltiples, suelen tener carcasas divididas horizontalmente. Los que tienen conexiones en la parte superior se pueden instalar cerca del piso; pero sus tapas sólo se pueden quitar después de haber desmontado la tubería. La tubería debe tener bridas salteadas apropiadas.

Los compresores grandes con salida en la parte inferior están separados del piso (Fig. 5) No hay que desconectar la tubería, y la tapa se puede quitar con facilidad. En instalaciones a la intemperie, se utilizan columnas de concreto cerca del compresor, y el acceso se obtiene mediante una plataforma en voladizo que lo rodea.

También son adecuadas las columnas de concreto y la instalación en una base plana. El amplio claro entre las columnas no será susceptible a las vibraciones. Los compresores instalados en un edificio, por lo general, tienen cimentación separada e independiente.

Si se requiere un techo o caseta sobre el compresor, se suele utilizar un monorriel encima de la línea central del compresor y debe llegar hasta el espacio para desmontaje, que puede estar dentro o fuera de la caseta. Si hay varios compresores en una caseta, se puede utilizar una grúa viajera de accionamiento manual; la altura de ella se debe calcular con cuidado para poder levantar las

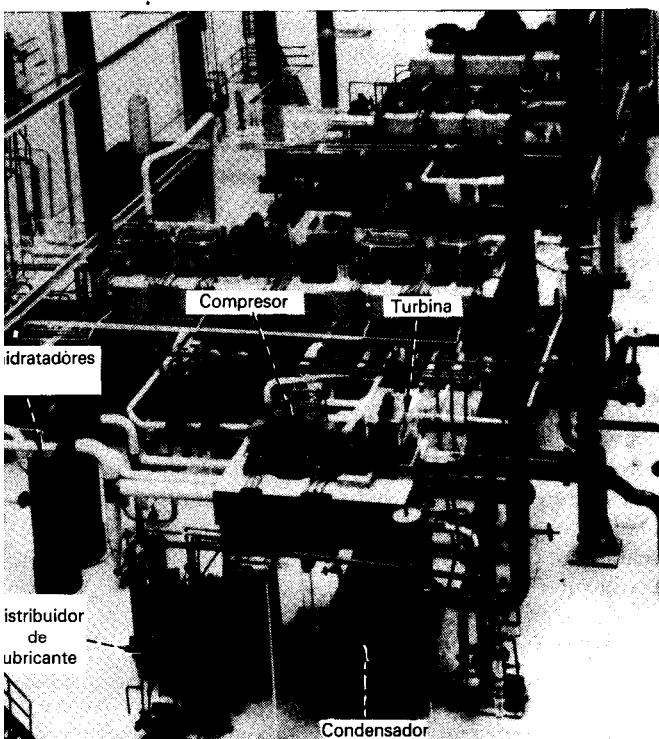


Fig. 5 Disposición de compresor centrífugo con salida por debajo

tapas y rotores por encima de los compresores y motores adyacentes. Hay que dejar un espacio para bajar las piezas al piso.

Los deshidratadores e intercambiadores interetapas suelen estar en la rasante, junto a la plataforma o caseta del compresor, a fin de que la tubería de interconexión sea sencilla y corta. Antes de la entrada al compresor se deben emplear codos o codos reductores de curvatura larga. En los compresores de aire, la entrada vertical, que suele estar a la intemperie, tiene una malla que se protege para impedir la entrada de lluvia y, si se requiere, se puede emplear un medidor Venturi para el flujo; éste requiere un tramo recto de tubo en el lado de corriente arriba.

Auxiliares para compresores centrífugos

Los distribuidores o consolas para los aceites lubricantes y para sellos ocupan un espacio grande cerca o debajo de los compresores.

El distribuidor para lubricación (Fig. 6) envía aceite a los cojinetes del compresor. Es un sistema a presión constante, de circulación forzada con bombas de engranes, enfriadores y filtros de aceite, que no son pequeños ni sencillos. Desde el compresor, el aceite va por gravedad hasta el tanque de almacenamiento, por lo que su entrada debe quedar más abajo que el compresor (Fig. 5). Se necesita espacio para **acceso** a un gran número de válvulas, para desmontar los tubos del **intercambiador** y para operación y mantenimiento.

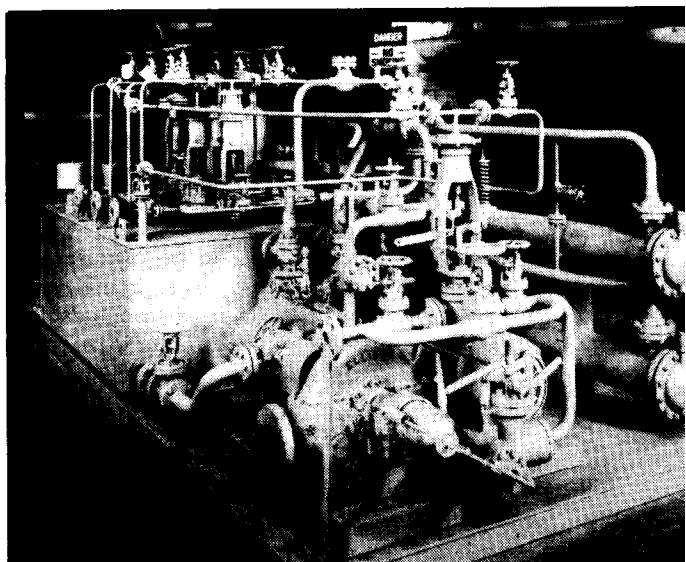


Fig. 6 El distribuidor de lubricante ocupa mucho espacio

En algunos casos, la bomba del aceite se coloca fuera del compresor y se cuenta con una bomba auxiliar para el arranque y el paro.

El distribuidor de aceite para sellos, similar al de la figura 6, envía aceite limpio y filtrado a los sellos hidráulicos del compresor a presión y temperatura constantes. Los sellos en el extremo del árbol evitan las fugas del gas comprimido a la atmósfera. El aceite para sellos entra a presión entre los anillos de sello en ambos extremos del árbol del compresor, a una presión un poco más alta que la del gas comprimido. El aceite que escapa hacia el lado de baja presión del sello vuelve al tanque y recircula. El que escapa por el lado de alta presión pasa por trampas automáticas. El paso del aceite hacia el gas que se comprime se impide con sellos de laberinto entre el sello de aceite y la carcasa del impulsor.

Los componentes de los distribuidores de aceite están integrados a sus tanques, y un distribuidor puede servir para varios compresores, según lo recomiende el fabricante.

Compresores reciprocantes

Estos compresores deben estar lo más cerca posible de la rasante. Los pequeños, con amortiguadores de pulsaciones o sin ellos tienen cimientos que sobresalen entre 1.5 y 2 ft de la rasante. Los compresores grandes o grupos de ellos tienen cimientos entre 4 y 5 ft encima de la rasante. Los compresores muy grandes no deben estar encima de la rasante ni sobre una base de concreto.

La mayor parte de estos compresores tienen un cobertizo o caseta con el piso al ras o cerca de la parte superior de los cimientos. Los cimientos del edificio y del compresor deben ser independientes para no transmitir vibraciones a la estructura. El piso debe tener aberturas de acceso a los amortiguadores de pulsaciones y las vál-

vulas que estén debajo del nivel del piso. Se emplea un monorriel o grúa viajera, encima de los cilindros, soportados por la estructura del techo o columnas. Los lados del cobertizo pueden estar abiertos con un muro de cortina en la parte superior o estar cerrados del todo; en este caso, se necesitan puertas y escaleras, así como espacio para colocar las piezas del compresor.

La tubería del compresor es para interconectar los amortiguadores de pulsaciones, deshidratadores, interenfriadores y postenfriadores y quizá reactores y otro equipo de proceso, válvulas y componentes de medición y control. Una instalación compacta con tubería corta y sencilla será menos susceptible a las vibraciones que el equipo muy separado, conectado por tubos largos. Los deshidratadores e interenfriadores deben estar lo más cerca que se pueda de los amortiguadores de pulsaciones, que están sobre los cilindros del compresor o debajo de ellos. Se acostumbra instalar los deshidratadores en la caseta del compresor o fuera de los muros y montados en la rasante.

Los fabricantes pueden surtir compresores con interenfriadores integrales para dos cilindros; estos se pueden colocar debajo del piso o justo en el exterior de la caseta. Para evitar vibraciones, es aconsejable proveer tres soportes para un grupo de intercambiadores delgados, de doble tubo, que midan de 16 a 20 ft de longitud.

En la figura 7 se ilustra la importancia del acceso a todos los puntos de los compresores reciprocantes. La grúa viajera y una caseta son esenciales.

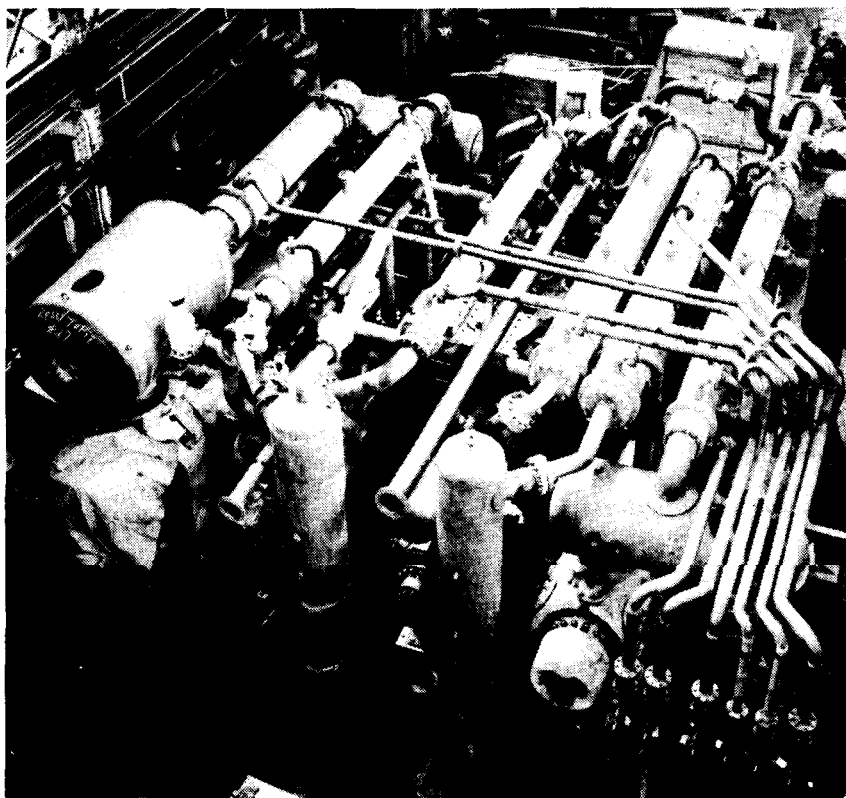
Tubería para compresores reciprocantes

Los tramos de tubo se agrupan y colocan justo debajo o fuera de los cilindros del compresor. Si están debajo, los tubos van por debajo del piso; si están fuera, van junto a la caseta. La colocación preferida es en la rasante.

Una pregunta que surge en el diseño de la tubería es ¿producirá o no vibraciones en el sistema de tubería? Dada la posibilidad de vibraciones, se modifican los detalles de la tubería. Aun así, durante el diseño final es imposible predecir cuál parte de una tubería podrá sufrir vibraciones simpáticas, inducidas por las pulsaciones en el flujo y la presión.

Los amortiguadores y tubería de descarga se pueden soportar bien debajo del cilindro del compresor o en el piso. Los cambios de dirección o de elevación y uniones del tubo deben ser hidrodinámicos (Fig. 8). Los siguientes diseños ayudan a evitar el flujo a pulsaciones: curvas en vez de codos (Fig. 8a); entradas angulares en lugar de laterales (Fig. 8b); vueltas en un plano en lugar de desplazamientos dobles (Fig. 8c); uniones suaves en vez de flujos encontrados (Fig. 8d); múltiple con extremo hidrodinámico, en vez de cabezal cerrado (Fig. 8e). Las obstrucciones deben ser mínimas, y se deben evitar componentes que tengan grandes pérdidas de presión.

Es aconsejable verificar el diagrama del sistema de flujo del proceso con el diseño final de la tubería, pues ésta no siempre se conecta con la misma secuencia de

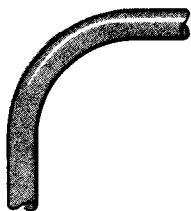


Worthington Corp.

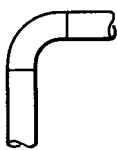
Fig. 7 La complejidad del compresor, tubos, interenfriadores y silenciador destaca la importancia de los pasillos

Diseño preferido

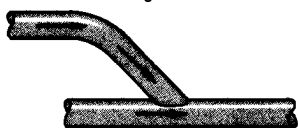
Curva

**Diseño usual**

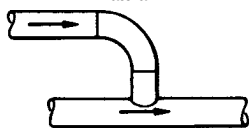
Codo

**a. Cambios de dirección**

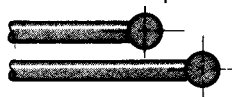
Angular



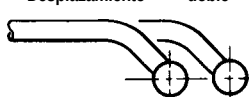
Lateral

**b. Entradas**

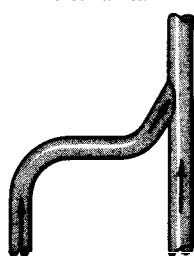
Vuelta en un plano



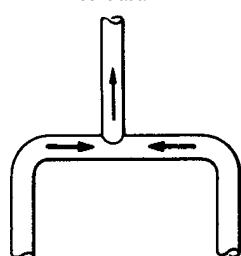
Desplazamiento doble

**c. Cambios en elevación**

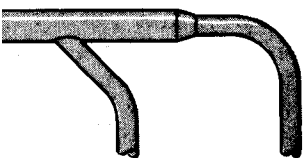
Hidrodinámica



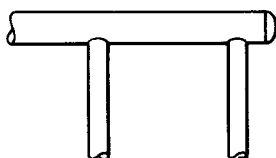
Encontrada

**d. Uniones**

Ramales hidrodinámicos



Ramal convencional

**e. Conexiones****Fig. 8 Tubería para compresores y bombas reciprocantes**

uniones que muestra el diagrama de flujo. Un cambio brusco e inesperado en el caudal y aumentos en las velocidades, combinados con las obstrucciones en la tubería, pueden ocasionar flujo a pulsaciones y vibraciones.

Las válvulas se deben instalar sin alterar la configuración de la tubería. Es más importante que no haya vibraciones, que tener los volantes de válvulas muy bien alineados.

Los soportes para la tubería del compresor deben ser independientes de la estructura y de los cimientos del

edificio y los del compresor; también controlan el movimiento de la tubería. Por lo general, se utilizan juntas de expansión, anclas y guías para soportar los tubos y restringir sus movimientos.

Los soportes se colocan también en los cambios de dirección, en las válvulas y, en general, en donde actúen fuerzas externas o internas que puedan inducir vibración. Debido a su masa, una válvula colocada en el centro de un tubo entre dos soportes puede tener mayor amplitud de vibración que el tubo; es menos fácil que vibre una válvula que está cerca de un soporte. Es más fácil que las tuberías largas tengan vibraciones simpáticas si están ancladas y soportadas a espacios iguales, que si los soportes y anclas están a intervalos irregulares.

Amortiguadores de pulsaciones

El flujo a pulsaciones ocurre en los compresores y bombas reciprocantes; en bombas y compresores centrífugos muy grandes para alta presión; en los ventiladores, compresores, y bombas rotatorios, y en válvulas reductoras de presión. Si se transmiten las pulsaciones a los tubos, estructuras y equipo de proceso, puede ocurrir fatiga del material, que produce fallas y roturas, requiere mantenimiento frecuente y puede ocasionar un serio desperfecto. En la tubería ocurrirán inexactitudes en la dosificación, vibraciones y un ruido considerable.

Las vibraciones en la tubería y maquinaria pesada se vuelven más peligrosas conforme aumentan la frecuencia y la amplitud. Las altas velocidades de los pistones y de entrada al compresor, o sólo estas últimas, aumentan la frecuencia de las pulsaciones; las de un compresor de un solo cilindro pueden ser tan peligrosas como las de varios cilindros en paralelo que descargan en el mismo sistema de tubería. Los líquidos de alta densidad producirán mayores pulsaciones de presión que los de densidad más baja. Por ello, los compresores para altas velocidades y presión deben tener control de pulsaciones.

Los amortiguadores de pulsaciones se utilizan para eliminarlas en las tuberías de succión y descarga, para separar la fuente de vibración del sistema de tuberías y para aumentar la eficiencia volumétrica del compresor. Los amortiguadores son los que tienen mayor riesgo de fatiga por vibración; debido a ello, son de construcción fuerte y resistente.

El **amortiguador** es un recipiente alargado, tiene cámaras de expansión conectadas por una serie de tubos Venturi y está destinado a dispersar volumen y velocidades (Fig. 9). Su tamaño depende del caudal, de la frecuencia de los pulsos de gas y de la presión, temperatura y composición del gas. La posición de la entrada y la salida depende del diseño del amortiguador, de la colocación de las salidas del cilindro del compresor y de la disposición de la tubería. Hay amortiguadores horizontales y verticales, y en los compresores centrífugos grandes disminuyen mucho el ruido.

El diseño de los amortiguadores es un trabajo muy especializado. Para que el fabricante los garantice, se deben instalar de acuerdo con sus instrucciones y, en general,

Pulsation Controls Corp.

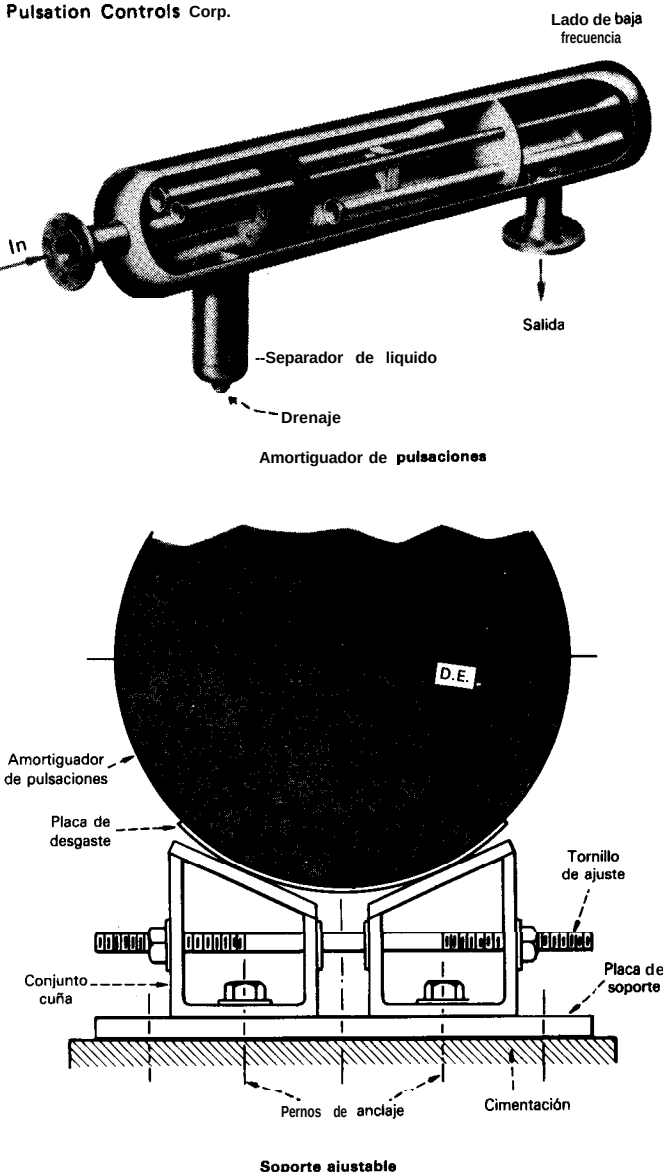


Fig. 9 Los amortiguadores de pulsaciones eliminan la fuente de vibración en la tubería

■ Los amortiguadores deben estar lo más cerca que sea posible de las boquillas del compresor, pues todos tienen limitaciones en cuanto a distancia. En el cuerpo del amortiguador se indican las boquillas de entrada y salida y la dirección del flujo.

■ Se deben anclar con firmeza a un cimiento y sostenerlos con cinchos o montantes. Los cilindros del compresor no deben apoyarse contra el amortiguador, salvo que así se haya diseñado. En la figura 9 se ilustra un soporte con cuñas ajustables para tener distribución precisa del peso. Hay que evitar la dilatación térmica de los soportes después de ajustarlos.

En compresores con cilindros en paralelo y amortiguador sencillo de entradas múltiples, las bridas de éste se deben soldar a los cuellos de las boquillas en el lugar de instalación. Además de datos de diseño, se debe indicar al fabricante la orientación preferida para las boquillas, antes de que empiece la construcción.

Durante el arranque, se deben instalar mallas y coladores en el tubo de succión para evitar la entrada de cuerpos extraños en el compresor y en el amortiguador.

Los amortiguadores tienen drenajes y respiraderos. Las válvulas de desahogo pueden estar en el casco, de preferencia en el lado de baja frecuencia. Las pérdidas de presión en el amortiguador son pequeñas. Las velocidades en las boquillas de entrada y salida está limitada a un máximo de 50 ft/s, pues este valor permite estimar tamaños razonables para los tubos.

Aunque se necesita espacio para instalar los amortiguadores, no se suele requerir para servicio o mantenimiento.

Referencias

1. "Hydraulic Institute Standards," Hydraulic Institute, Cleveland, OH 44115, 1969.
2. Neerken, R. F., Pump Selection for the Chemical Process Industries; Birk, J. R and Peacock, J. H., Pump Requirements for the Chemical Process Industries, *Chem. Eng.*, Feb. 18, 1974, pp. 104-124.*
3. Holland, F. A. and Chapman, F. S., Positive-Displacement Pumps, *Chem. Eng.*, Feb. 14, 1966, pp. 129-152.
4. Neerken, R. F., Compressor Selection for the Chemical Process Industries; Lapina, R. P., Can You Rate Your Centrifugal Compressor?, *Chem. Eng.*, Jan. 20, 1975, pp. 78-98.*
5. Pollak, R., Selecting Fans and Blowers, *Chem. Eng.*, Jan. 22, 1973, pp. 86-100.*
6. Pump and Valve Selector, *Chem. Eng. Deskbook*, Oct. 11, 1971.*

Sección II

Cálculos y evaluaciones

Evaluación de compresores centrífugos de etapas múltiples

Empleo de las curvas de rendimiento para evaluar el comportamiento de los compresores centrífugos

Interenfriadores y postenfriadores de compresores: predicción de funcionamiento en condiciones que no son las de diseño

Eficiencia del compresor: La diferencia está en la definición

¿Se puede adaptar un compresor centrífugo?

Una forma fácil de tomar las temperaturas de compresión

Evaluación de compresores centrífugos de etapas múltiples

Se describe el análisis de las características de un compresor y su empleo para adaptarlo y utilizarlo con un gas diferente. Esto determina su factibilidad en un servicio nuevo.

Hunt Davis, The M. W. Kellogg Co.

A veces se retira del servicio un compresor y queda como equipo sobrante. Un compresor en buenas condiciones se puede vender como chatarra, sin haberse dado cuenta de que puede ser adecuado para un servicio diferente, sin cambios en los componentes importantes.

Se presenta un procedimiento para evaluar las características de rendimiento de un compresor centrífugo de etapas múltiples que ya se tiene, para un nuevo servicio.

Se necesitan los datos del fabricante en cuanto a rendimiento para la aplicación original, los cuales deben ser las curvas de carga contra volumen y de potencia contra volumen o sus equivalentes y, de preferencia, varias curvas para diferentes velocidades. También se necesitará información sobre las propiedades del gas para el servicio original.

Cuando se tienen los datos de la aplicación original, se pueden evaluar las posibilidades de que ese compresor pueda ser *útil* para un nuevo servicio, en el que el gas que se va a comprimir difiere en peso molecular, razón de los calores específicos y temperatura y presión en la admisión.

El procedimiento básico comprende un análisis termodinámico. Aun cuando los resultados indiquen posibilidades, también deben examinar otros criterios, que comprenden consideraciones mecánicas, térmicas, de los materiales y de funcionamiento, antes de que pueda tomarse una decisión.

El procedimiento que se describirá va de acuerdo con el criterio de "rendimiento equivalente" que se ha utilizado como base para relacionar los datos de prueba del compresor en los códigos para pruebas de rendimiento.²

El procedimiento básico consiste en transformar las curvas globales dadas del funcionamiento de un com-

presor de etapas múltiples para un conjunto de condiciones en la entrada (o sea composición del gas, temperatura y presión) en nuevas curvas para un conjunto diferente de esas condiciones.

La aplicabilidad de un compresor a las nuevas condiciones depende del grado en el que las curvas de rendimiento transformadas se ajusten a los límites de funcionamiento deseados.

Si estas curvas son idóneas para el nuevo servicio, entonces hay que evaluar también los otros criterios ya citados, que se comentarán más adelante.

Transformación y correlación

La base para la transformación supone un grupo dado de componentes aerodinámicos, es decir, impulsores, difusores, diafragmas, aspas de guía y carcasa. También se supone que el grupo de etapas múltiples, que puede ser la totalidad del compresor, no tiene enfriamiento ni corrientes laterales.

La base para la correlación está en que para cada punto seleccionado de rendimiento para el gas original hay un punto correspondiente de rendimiento para el nuevo gas. Estos puntos tienen el mismo valor del coeficiente Q_1/ND^3 del flujo de entrada a la primera etapa y el mismo valor para la relación total de volumen; es decir, la que hay entre el volumen en la entrada a la primera etapa y en la salida de la última etapa, Q_1/Q_2 .

Con estas duplicaciones se puede mostrar que las relaciones de volumen de cada etapa dentro del grupo y dentro de los componentes de cada etapa, son casi idénticas para los gases original y nuevo. Los coeficientes de flujo en cada etapa con el gas nuevo son los mismos que con el original en el punto seleccionado de funciona-

miento. Las relaciones vectoriales entre la velocidad del gas y la velocidad de la rueda dentro del compresor, se repiten en todos los lugares con respecto a los ángulos y las relaciones de velocidad. La geometría del flujo en el interior del compresor se repite en todos los lugares para el nuevo gas en ese punto.

Como resultado, se reproducen los coeficientes de carga y las eficiencias de las etapas, excepto por posibles ajustes menores debidos a pequeños cambios en los números de Mach y de Reynolds. Estos parámetros son de importancia secundaria y no se comentarán en este artículo.

Dado que se reproducen los rendimientos de las etapas individuales, lo mismo ocurre con el rendimiento total del compresor de etapas múltiples. Por ello, sólo se necesita manejar las características totales, porque se conserva la equivalencia de la geometría del flujo.

Un ejemplo del procedimiento

Se trata de predecir el rendimiento de un compresor centrífugo que originalmente era para amoníaco y ahora

se piensa emplearlo para aire, en diferentes condiciones de funcionamiento. Las curvas de rendimiento para el servicio original se presentan en la figura 1, en la cual se obtienen los siguientes datos en un punto de funcionamiento:

$$\begin{aligned} N &= 6\,700 \text{ rpm} \\ PCMS &= 16\,000 \text{ ft}^3/\text{min} \\ H_{poli} &= 57\,200 \text{ ft-lb/lb} \\ HPG &= 1\,670 \text{ hp} \end{aligned}$$

Para analizar este ejemplo, se utilizarán las siguientes ecuaciones para calcular el trabajo de compresión, W , la eficiencia politrópica, η_{poli} , el exponente n politrópico de presión-volumen y la relación de las presiones, p_2/p_1

$$W = \frac{33\,000 (HPG) v_{e1}}{(PCMS)} \quad (1)$$

$$\eta_{poli} = H_{poli}/W \quad (2)$$

$$\frac{n-1}{n} = \frac{k-1}{k} \left(\frac{1}{\eta_{poli}} \right) \quad (3)$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{[(n-1)/n] H_{poli}}{144 p_1 v_{e1}} \right\}^{n/(n-1)} \quad (4)$$

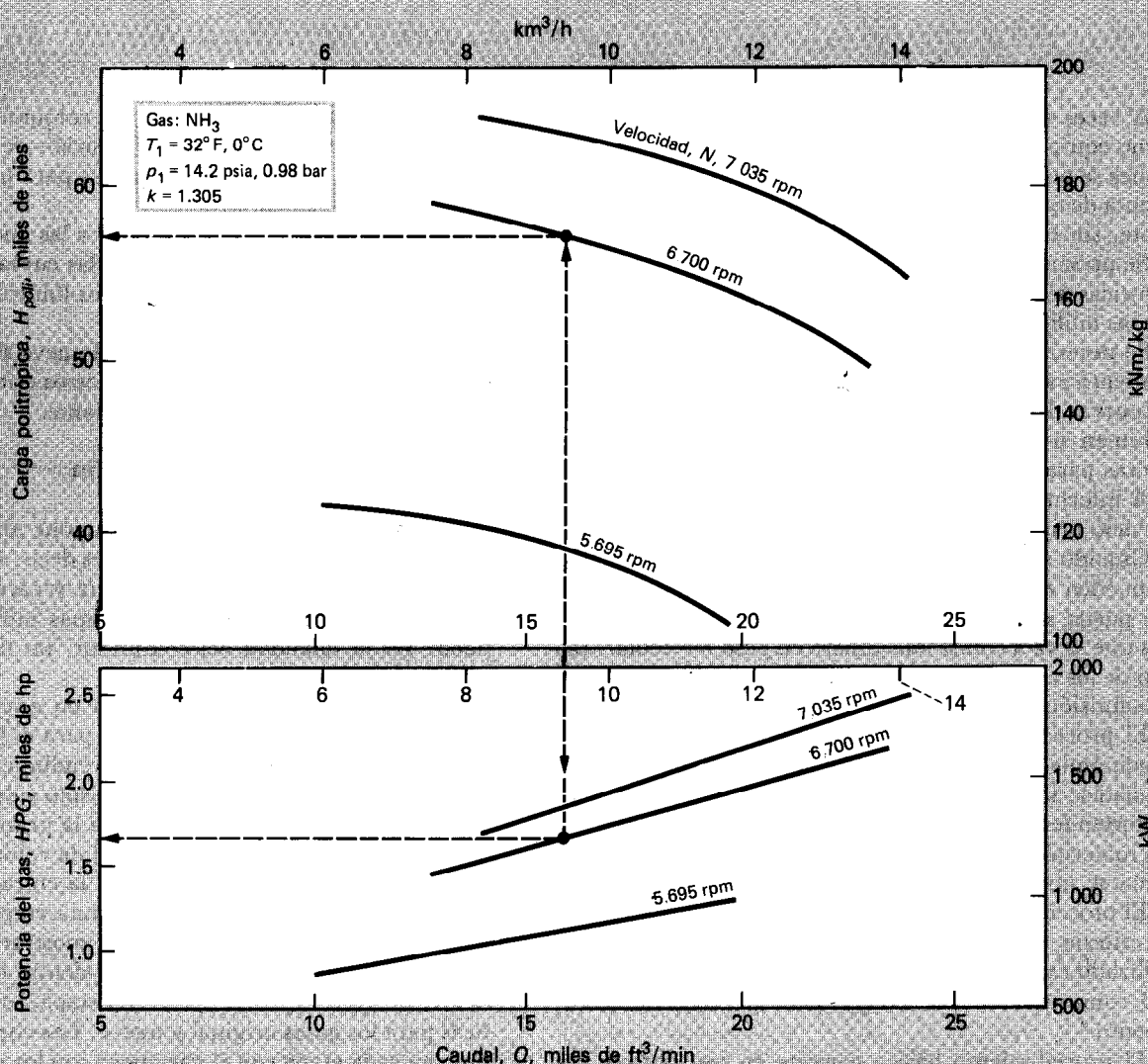


Fig. 1 Rendimiento del compresor centrífugo para las condiciones originales de servicio

Notación

D	Diámetro del impulsor (rueda), ft
HPG	Potencia para comprimir el gas, hp
H_{poli}	Carga politrópica, ft-lb/lb
$PCMS$	Flujo en volumen en la succión, ft ³ /min
k	Exponente isentrópico de presión-volumen (por lo común la razón de los calores específicos)
N	Velocidad, rpm
n	Exponente politrópico de presión-volumen
p	Presión, psia
Q	Caudal, ft ³ /min
R	Constante de los gases = 1 545/peso molecular, ft ² /R
T	Temperatura absoluta, °R
v	Volumen específico, ft ³ /lb
W	Trabajo, ft-lb/lb
η_{poli}	Eficiencia politrópica
Subíndice	
1	Entrada (succión)
2	Salida (descarga)

Al sustituir los valores numéricos correspondientes de este ejemplo en las ecuaciones (1) hasta (4), se obtiene:

$$W = \frac{33\,000(1\,670)(21.5)}{16\,000} = 74\,054 \text{ ft-lb/lb}$$

en donde el volumen específico del amoníaco en las condiciones de entrada o succión de 14.2 psia y 32°F es de 21.5 ft³/lb.

$$\eta_{poli} = 57\,200 / 74\,054 = 0.772$$

$$\frac{n-1}{n} = \left(\frac{1.305-1}{1.305} \right) \left(\frac{1}{0.772} \right) = 0.3027$$

$$n = 1.434; (n-1)/n = 0.3027; n/(n-1) = 3.304$$

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{(0.3027)(57\,200)}{144(14.2)(21.5)} \right\}^{3.304} = 3.0$$

Con la relación de presiones, se calcula la relación de volúmenes con:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{v_{e1}}{v_{e2}} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{1/n} = (3.0)^{1/1.434} = 2.15$$

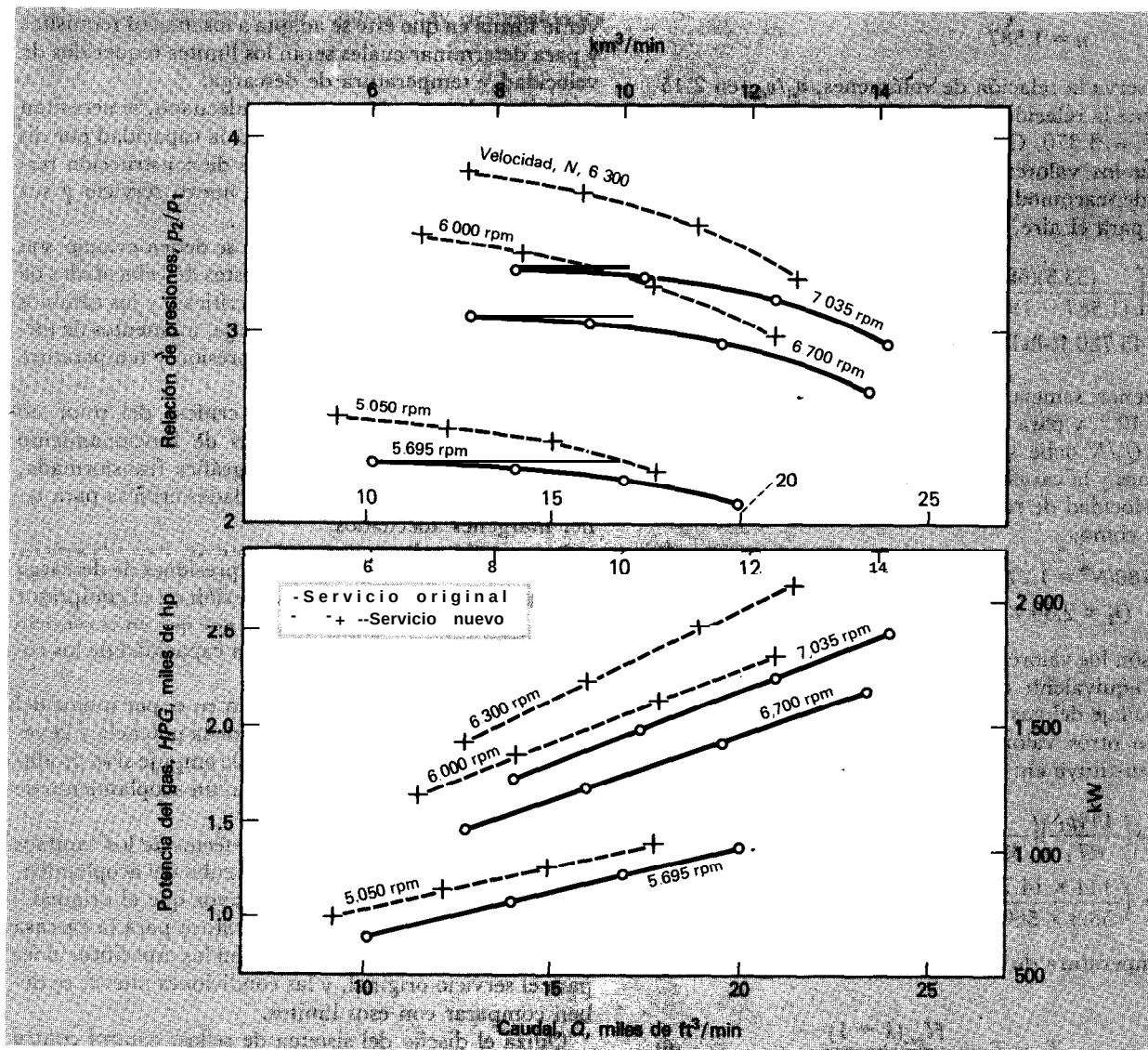


Fig. 2 Comparación de rendimiento entre el servicio nuevo y el original

El coeficiente de flujo, Q_1/ND^3 y el coeficiente de carga, H_{poli}/N^2D^2 se pueden reducir a Q_1/N y H_{poli}/N^2 , porque no cambia el diámetro de la rueda. El valor del coeficiente de flujo que se requerirá es:

$$Q_1/N = 16\ 000/6\ 700 = 2.39\ \text{ft}^3/\text{rpm}$$

El valor del coeficiente de carga que se conservará es:

$$H_{poli}/N^2 = 57\ 200/(6\ 700)^2 = 1.274 \times 10^{-3}\ \text{ft}/(\text{rpm})^2$$

Ahora se determina el punto de funcionamiento para el aire, que corresponda a los valores calculados de las relaciones de volúmenes y velocidades en las condiciones de entrada para el nuevo servicio: aire a 14.7 psia y 100°F, con $k = 1.40$ y $R = 53.3\ \text{ft}\cdot\text{lb}/(\text{°F})(\text{lb})$.

Con la misma relación de volúmenes, la η_{poli} será la misma de 0.772. Entonces, para calcular el exponente de presión-volumen para aire, se sustituye en la ecuación (3) para obtener:

$$\frac{n-1}{n} = \left(\frac{1.40-1}{1.40}\right)\left(\frac{1}{0.772}\right) = 0.370$$

$$n = 1.587$$

Se conserva la relación de volúmenes, v_1/v_2 , en 2.15 y se obtiene la relación de presiones para el aire, que es $(2.15)^{1.587} = 3.370$. Con el empleo de esta relación, se sustituyen los valores requeridos en la ecuación (4). Después de recomodar términos y despejar la carga politrópica para el aire, se tiene:

$$H_{poli} = \left[\frac{(53.3)(560)}{(1.587-1)/1.587} \right] \left[(3.370)^{(1.587-1)/1.587} - 1 \right]$$

$$H_{poli} = 45\ 780\ \text{ft}\cdot\text{lb}/\text{lb}$$

Para tener semejanza dinámica, H_{poli}/N^2 debe ser 1.274×10^{-3} , y para la igualdad de la relación de velocidades, Q_1/N debe ser 2.39. Con el empleo de estas condiciones y la carga politrópica para el aire, se obtienen la velocidad de rotación del compresor y el caudal (o gasto) como:

$$45\ 780/N^2 = 1.274 \times 10^{-3},\ \text{ó}\ N = 5,994\ \text{rpm}$$

$$Q_1 = 2.39 \times 5\ 994 = 14\ 326\ \text{ft}^3/\text{min}$$

Estos son los valores del flujo, carga y velocidad para el punto equivalente con el aire, que es el gas nuevo.

El caballaje del gas HPG y la temperatura T_2 de descarga son otros valores importantes. Para obtener el HPG se sustituye en:

$$(HPG) = \left(\frac{144p_1}{RT_1} \right) \left(\frac{Q_1 H_{poli}}{33\ 000 \eta_{poli}} \right) \quad (5)$$

$$(HPG) = \left(\frac{144 \times 14.7}{53.3 \times 560} \right) \left(\frac{14\ 326 \times 45\ 780}{33\ 000 \times 0.772} \right) = 1\ 825\ \text{hp}$$

La temperatura de descarga de un gas se puede estimar con:

$$T_2 = T_1 + \frac{H_{poli}(k-1)}{R\eta_{poli}k} \quad (6)$$

Para obtener la temperatura de descarga del aire en este ejemplo, se sustituyen los valores apropiados en la ecuación (6):

$$T_2 = 100 + \frac{45\ 780(0.4)}{53.3(0.772)(1.4)} = 418^\circ\text{F}$$

La temperatura de descarga del aire es mayor que la del amoniaco, que se calcula para $R = 90.9$ como:

$$T_2 = 32 + \frac{57\ 200(0.305)}{90.9(0.772)(1.305)} = 223^\circ\text{F}$$

Este procedimiento se puede utilizar punto por punto para transformar las curvas dadas en las correspondientes de la relación de cargas o presiones, potencia y temperatura de descarga para el nuevo servicio. En la figura 2 aparece la comparación de las curvas de la relación de presiones y de potencia de los dos gases.

Análisis de los resultados

Ahora se examina la gráfica transformada para el nuevo gas en las nuevas velocidades del compresor para ver la forma en que éste se adapta a los nuevos requisitos y para determinar cuáles serán los límites requeridos de velocidad y temperatura de descarga.

Aunque el grupo de curvas sea adecuado, se necesitan otras evaluaciones para determinar la capacidad por diseño mecánico y de los materiales de construcción respecto a su compatibilidad con el nuevo servicio y sus presiones y temperaturas.

Los parámetros adicionales que se deben evaluar son la relación entre los límites propuestos de velocidades de funcionamiento y las velocidades críticas, y los cambios en la carga en los cojinetes de empuje, momentos de torsión en el árbol y acoplamiento, presión y temperatura en la carcasa.

Por supuesto, las velocidades críticas del rotor no cambian. Las nuevas velocidades de funcionamiento propuestas, determinadas con la gráfica transformada, se deben comparar con las velocidades críticas para tener márgenes adecuados.

La carga en los cojinetes de empuje depende principalmente de la diferencia entre las presiones de descarga y de succión. Si el aumento de presión en el compresor con el gas nuevo es casi igual o menor que en el servicio original, entonces será adecuada la capacidad de los cojinetes.

Por lo general, habrá un cambio en el par motor del árbol, debido a los nuevos valores de la potencia y la velocidad, que afectará los cojinetes de empuje si se produce un empuje de enclavamiento con un acoplamiento de engranes.

Puede ser necesario revisar los efectos de los cambios en el par motor sobre el diseño del cubo del acoplamiento utilizado, si el nuevo par es mayor que el original.

Los límites de presión y temperatura para la carcasa del compresor se deben consultar en las especificaciones para el servicio original, y las condiciones nuevas se deben comparar con esos límites.

Quizá el diseño del sistema de sellos, control contra oscilaciones de presión y tubería de derivación del com-

presor no sea el adecuado, y se deben evaluar los cambios necesarios.

Aplicabilidad

Las posibilidades de utilizar un compresor existente para un servicio nuevo son mayores cuando el peso molecular del nuevo gas es casi igual o mayor que el del original. Cuando el nuevo peso molecular es más bajo, la velocidad requerida de funcionamiento puede exceder los límites impuestos por la velocidad en la punta del impulsor o la velocidad crítica.

Este método se puede aplicar a sistemas de compresores que tienen interenfriamiento entre los grupos de etapas o a los que tienen corrientes laterales. Hay que considerarlos como grupos separados de etapas que abarcan todas las que hay entre los enfriadores o las corrientes laterales. Cada sección tiene sus respectivos parámetros de operación para el nuevo gas.

En algunos casos quizá no sea posible encontrar parámetros equivalentes, por ejemplo la velocidad, que sean compatibles entre una sección y otra cuando se utiliza este método; en particular, cuando hay desigualdades

en las relaciones de temperatura entre los gases original y nueva.

Referencias

1. Davis, H. Equivalent Performance Parameters for Turboblenders and Compressors, *Trans. ASME* (American Soc. of Mechanical Engineers), Vol. 80 (1958).
2. "Performance Test Codes, Compressors and Exhausters," PTC10, American Soc. of Mechanical Engineers, New York.

El autor



Hunt Davis es ingeniero decano en el grupo del ingeniero jefe en The M. W. Kellogg Co., (del grupo Signal), Three Greenway Plaza, Houston, TX 77046. Tiene cerca de 40 años de experiencia en el diseño de compresores y bombas centrífugas, reforzadores para oleoductos y correlaciones de rendimiento en turbomaquinaria. Se graduó en Haverford College y tiene maestría en ingeniería mecánica de la University of Pittsburgh. Es Asociado de ASME, miembro de Phi Beta Kappa y Sigma Xi e ingeniero profesional registrado en New York, New Jersey, Pennsylvania y Texas.

Empleo de las curvas de rendimiento para evaluar el comportamiento de los compresores centrífugos

La presión, temperatura, compresibilidad, peso molecular y razón de los calores específicos del gas o mezcla de gases en la entrada del compresor y la velocidad de rotación de éste, influyen en el rendimiento del compresor de una etapa. Se describe el cálculo de los efectos de los cambios en estos factores.

Ronald P. Lapina, Procon, Inc.

Las fluctuaciones en las condiciones de la succión para un gas influyen en el rendimiento de los compresores centrífugos. Por ejemplo, un compresor que recibe el aire a las condiciones atmosféricas, producirá mayor presión de descarga en días fríos que en uno caluroso, con una velocidad de rotación y un caudal de entrada dados. También se requerirá más potencia.

Los cambios en las condiciones atmosféricas, como la humedad relativa y la presión barométrica, influirán en el rendimiento, aunque suelen ser menos importantes que la temperatura de admisión.

Se puede dar cuenta de estos cambios y otros que ocurren durante el funcionamiento al modificar la curva de rendimiento del compresor. Los fabricantes suelen publicar curvas que definen su rendimiento aerodinámico. Estas curvas son de muchas formas y algunas de ellas son:

- Carga y caballaje politrópicos o adiabáticos contra el caudal en la entrada.

- Presión de descarga (psia) y caballaje contra caudal en la entrada.

- Presión de descarga (in manométricas, columna de agua) y caballaje contra caudal en la entrada.

Los datos para la curva de rendimiento son las condiciones nominales indicadas en la placa de identificación, es decir, presión de entrada, temperatura de entrada, peso molecular, razón de los calores específicos y compresibilidad en la entrada. El fabricante, por lo general, no entregará curvas de rendimiento, excepto para esas condiciones, si no se le solicitan.

Se presentarán procedimientos de aplicación para modificar la curva de rendimiento de un compresor centrífugo de una etapa para aire. Pero estos procedimientos son válidos para cualesquiera gases y para com-

presores de etapas múltiples, con una exactitud un poco menor.

Características de las etapas del compresor

Primero, se considerarán las siguientes ecuaciones para ilustrar el procedimiento que da cuenta de las variaciones en las condiciones de entrada o succión.

$$(H_{ad})_e = \mu u^2/g \quad (1)$$

en donde: $u = N\pi d/720$

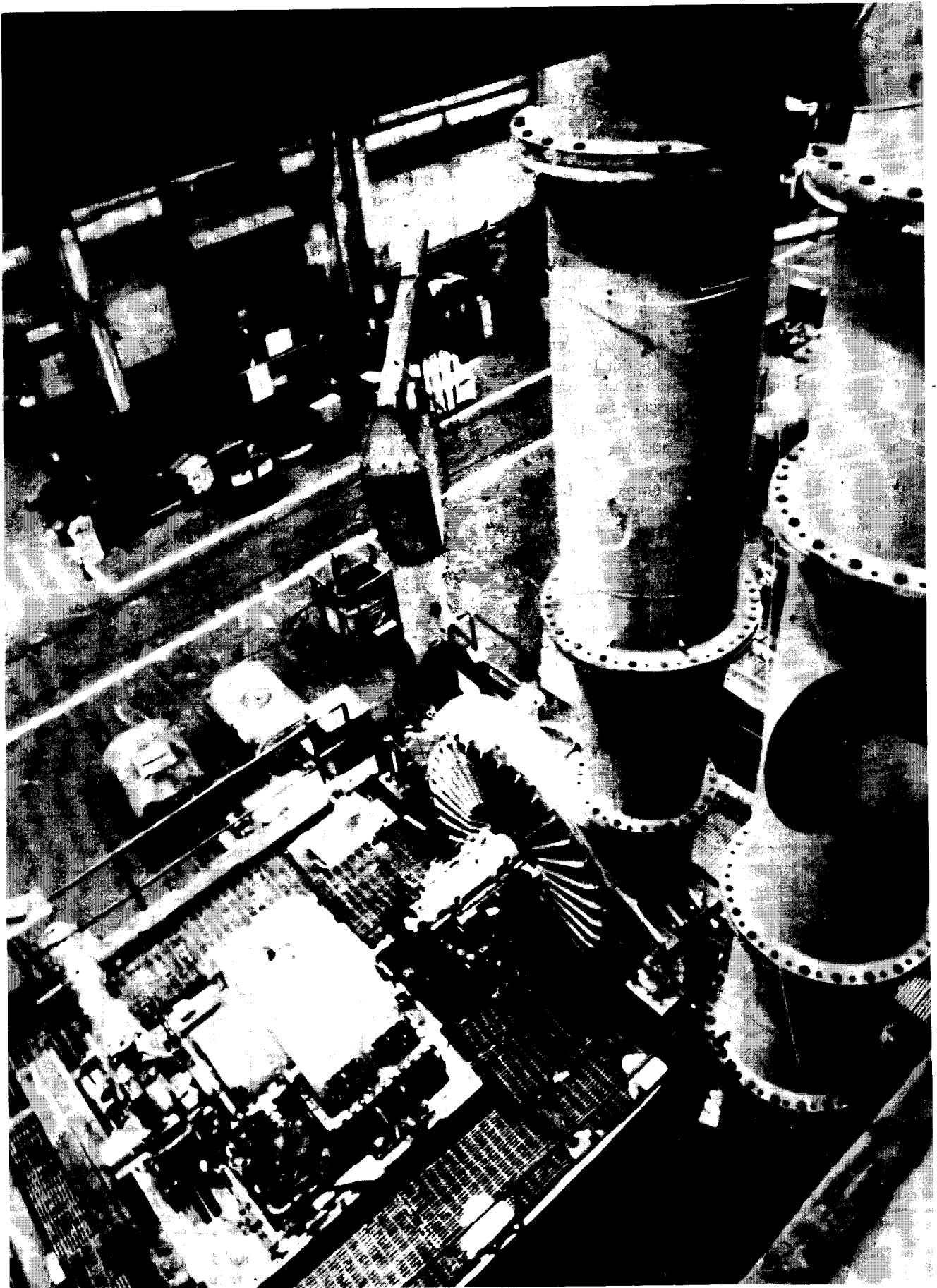
$$Q = W_V = W(Z_1 RT_1/144P_1) \quad (2)$$

$$(HPA) = [(H_{ad})_e W/33\,000\eta_{ad}] + L_m \quad (3)$$

La ecuación (1) indica que la carga producida por un impulsor es función sólo de la velocidad, u , en la punta y del coeficiente μ de carga que, a su vez, es función del caudal en la entrada. Entonces, la carga producida por un impulsor con velocidad y volumen de entrada fijos, es una constante.* Este enunciado es la base de la cual se pueden deducir los procedimientos que den cuenta de los cambios en las condiciones de entrada.

Si se comparan las ecuaciones (2) y (3) con flujo fijo de entrada, se encuentra que las variaciones en las condiciones de entrada influyen en los requisitos de potencia. Un aumento en la temperatura de entrada reducirá la potencia requerida; un aumento en la presión de entrada, la aumentará. Estos efectos en la potencia surgen

*Este enunciado no es absolutamente cierto, debido a los efectos de la relación de volúmenes. Las variaciones en las condiciones de entrada influirán en el valor de μ . Sin embargo, esas desviaciones suelen ser pequeñas, y no hay peligro en pasarlas por alto.



de los cambios en la densidad de entrada y, por tanto, en el flujo en peso.

Curvas de rendimiento

La figura 1 es una curva típica de rendimiento de un compresor centrífugo de una etapa en las condiciones nominales de entrada y con la descarga expresada como carga adiabática. La figura 2 es una curva similar, con la descarga del compresor expresada como presión, en psia.

Los fabricantes de compresores suministran esas curvas para definir el rendimiento entre las bridas de los mismos. Los componentes externos tales como tubos de entrada y descarga, filtros de admisión y válvulas de entrada y descarga, no se suelen tomar en consideración al establecer la curva de rendimiento. Por lo tanto, se debe tomar en cuenta la caída de presión producida por esos componentes, al emplear la curva de rendimiento.

El término "caudal de entrada" se utilizará mucho en los comentarios siguientes. Ese caudal es el que existe en la brida de entrada del compresor.

Se describirán las técnicas con el empleo de la curva de carga adiabática, porque ésta se presta mejor para los cálculos. Sin embargo, las ecuaciones finales pueden

aplicarse a las curvas de rendimiento expresadas como carga adiabática o presión de descarga.

Presiones de entrada

Se empezará por considerar los efectos de una variación en la presión de entrada. Para el caso, se puede decir que el compresor succiona aire atmosférico a través de un filtro de admisión (Fig. 3). La presión nominal en la entrada es de 14.5 psia; cuando se ensucia el filtro, esa presión cae hasta 14.2. ¿Cuál es el efecto sobre la presión de descarga y el caballaje en el árbol, con el gasto (o caudal) nominal en la entrada?

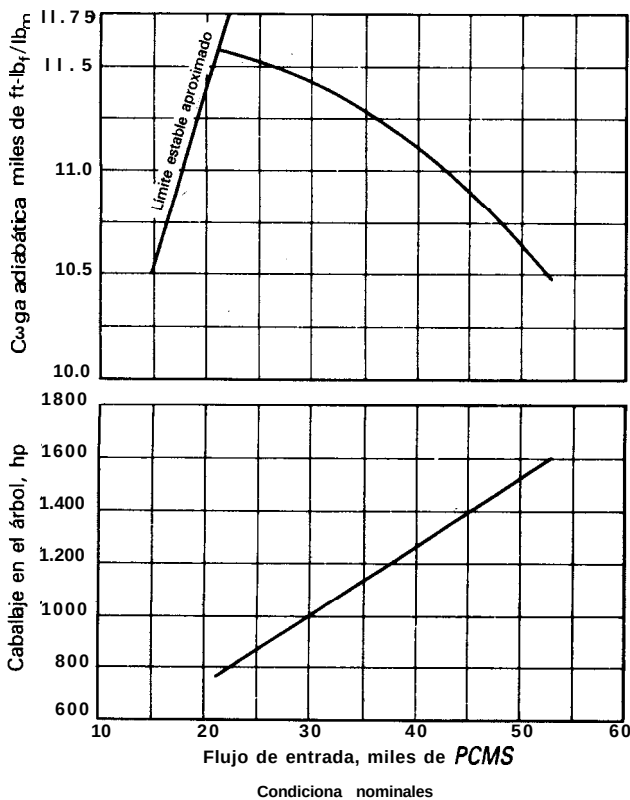
La presión de descarga está relacionada con la carga adiabática, de acuerdo con:

$$H_{ad} = Z_1 R T_1 \frac{k}{k-1} \left[r_p^{(k-1)/k} - 1 \right] \quad (4)$$

Para un gasto dado en la entrada con una velocidad de rotación también dada, la carga a la salida es constante, y como no cambian las otras condiciones de entrada, no varía la relación de presiones. Entonces

$$r_p = (r_p)_{nom} = 20.6/14.5 = 1.42$$

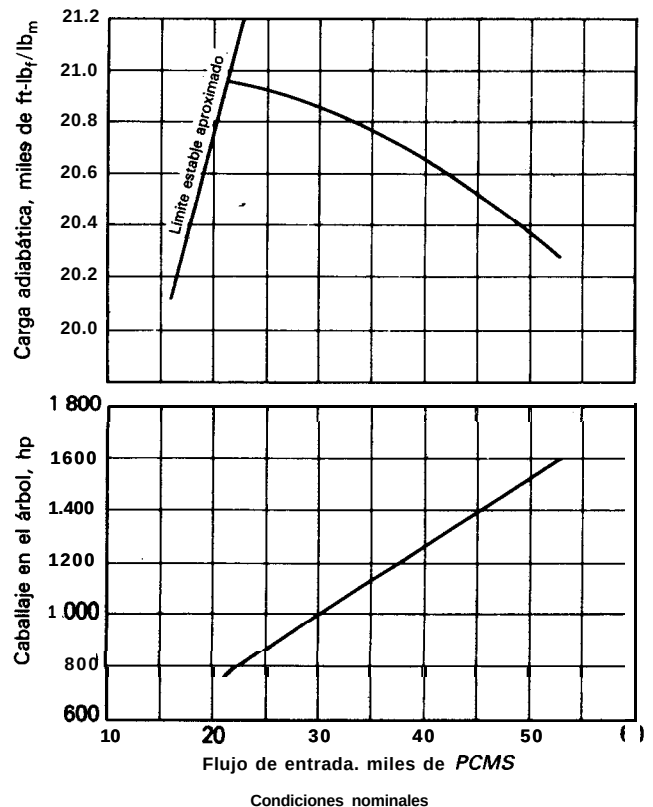
$$P_2 = P_1(r_p)_{nom} = 14.2(1.42) = 20.2 \text{ psia} \quad (5)$$



Gas: Aire
Caudal, $Q = 42\ 200$ PCMS
Presión barométrica = 14.7 psia
Presión de entrada, $P_1 = 14.5$ psia
Temperatura de entrada, $T_1 = 90^\circ\text{F}$

Humedad relativa = 50%
Razón de los calores específicos, $k = 1.4$
Compresibilidad en la entrada, $Z = 1.0$
Velocidad de rotación, $N = 4\ 350$ rpm
Presión de descarga, $P_2 = 20.6$ psia

Fig. 1 Curva de rendimiento con carga adiabática para compresor centrífugo de una etapa



Gas: Aire
Caudal, $Q = 42\ 200$ PCMS
Presión barométrica = 14.7 psia
Presión de entrada, $P_1 = 14.5$ psia
Temperatura de entrada, $T_1 = 90^\circ\text{F}$

Humedad relativa = 50%
Razón de los calores específicos, $k = 1.4$
Compresibilidad en la entrada, $Z = 1.0$
Velocidad de rotación, $N = 4\ 350$ rpm
Presión de descarga, $P_2 = 20.6$ psia

Fig. 2 Curva de rendimiento de presión de descarga para compresor centrífugo de una etapa

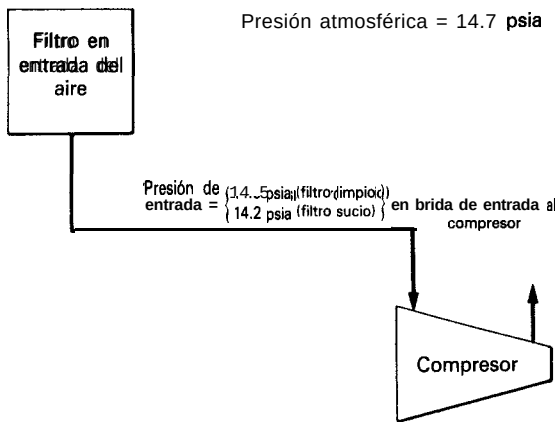


Fig. 3 El filtro sucio reduce la presión de entrada

Al reordenar la ecuación (2) se obtiene:

$$W = 144QP_1/Z_1RT_1 \quad (6)$$

Al comparar las ecuaciones (3) y (6), se encuentra que el caballaje en el árbol (HPA) es proporcional al flujo en peso o presión en la entrada, o sea,

$$(HPA) = \left[\frac{P_1}{(P_1)_r} \right] (HPA)_{nom} \quad (7)$$

La ecuación (7) no es estrictamente válida, porque el caballaje en el árbol consta del caballaje del gas y las

pérdidas mecánicas; éstas últimas son más 0 menos constantes para una velocidad dada pero, en general, son una pequeña parte del caballaje total. Por tanto, si se pasan por alto las pérdidas mecánicas, por lo general se tendrá una buena aproximación para este procedimiento.

La curva de rendimiento (Fig. 1) indica que la potencia requerida para las condiciones nominales es de 1 315 hp. Al sustituir en la ecuación (7), se encuentra:

$$(HPA) = (14.2/14.5)(1\,315) = 1\,290 \text{ hp}$$

En este ejemplo, se han pasado por alto los efectos de la resistencia del sistema corriente abajo de la brida de descarga del compresor. En muchas aplicaciones, esa resistencia es pequeña al compararla con los requisitos totales de presión del compresor; por lo tanto, tendrá un efecto mínimo en el análisis.

Sin embargo, en algunas aplicaciones, los efectos de la resistencia en el sistema son grandes y definirán en la práctica el funcionamiento del compresor.

La resistencia en el sistema se puede considerar como la suma de las pérdidas en la tubería y en el sistema, y las caídas de presión en los servicios; no se deben concebir como "pérdidas". Cuando aumenta el gasto en el sistema, suben las pérdidas por fricción, y se necesita mayor presión en la brida de descarga del compresor para contrarrestarlas.

En la figura 4 aparece una línea de la resistencia típica en el sistema superpuesta a dos curvas de rendimiento del compresor. La curva con línea continua representa las condiciones nominales en la entrada. La curva a trazos muestra los efectos de una reducción sólo en la presión de entrada. El punto A de la curva con línea continua es el punto nominal de funcionamiento.

En este ejemplo, se ha supuesto un caudal constante de entrada y, entonces, se ha calculado la presión de descarga en el punto C. El requisito de potencia calculado de 1 290 hp fue para el funcionamiento en el punto C.

Si el compresor de este ejemplo tuviera que trabajar con resistencia en el sistema, se buscaría su nueva curva de rendimiento (línea discontinua, Fig. 4) hasta que cruzase los requisitos del sistema; el resultado sería el funcionamiento en el punto B. Entonces, el caudal en la entrada sería un poco menor que el nominal, y la presión de descarga un poco más alta que la calculada. Al consultar la curva de caballaje de las figuras 1 o 2, se vería que la potencia requerida sería menor que la calculada.

Temperaturas de entrada

Supóngase que la temperatura de entrada baja a 40°F y que las demás condiciones de entrada siguen en sus valores nominales. ¿Cuál es el efecto sobre la presión de descarga y caballaje en el árbol del compresor de la figura 1, con el gasto nominal de entrada?

Al reordenar la ecuación (4) se obtiene:

$$r_p^{(k-1)/k} - 1 = \frac{H_{ad}(k-1)}{Z_1RT_1k} \quad (8)$$

Notación

C_1	Constante
C_2	Constante
d	Diámetro hasta las puntas del impulsor, in
g	Constante de la gravedad, 32.2 ft-lb _f /(lb _m)(s ²)
H_{ad}	Carga adiabática, ft-lb _f /lb _m
$(H_{ad})_e$	Carga adiabática producida por una etapa del compresor centrífugo, ft-lb _f /lb _m
k	Razón de los calores específicos, c_p/c_v
L_m	Pérdidas mecánicas
PM	Peso molecular
N	Velocidad de rotación, rpm
P	Presión, psia
Q	Caudal (o gasto), PCMS (entrada ft ³ /min)
R	Constante de los gases, ft-lb _f /(lb _m)(°R)
r_p	Relación de presiones, P_2/P_1
(HPA)	Caballaje en el árbol, hp
T	Temperatura, °R
U	Velocidad mecánica en la punta, ft/s
v	Volumen específico, ft ³ /lb _m
W	Flujo en peso, lb _m /min
Z	Compresibilidad
η_{ad}	Eficiencia adiabática
μ	Coeficiente de carga

Subíndices

lv	Ley de los ventiladores
$c.a.$	Condiciones en la admisión
non	Nominal
req	Requerida
e	Etapas
1	Entrada
2	Descarga

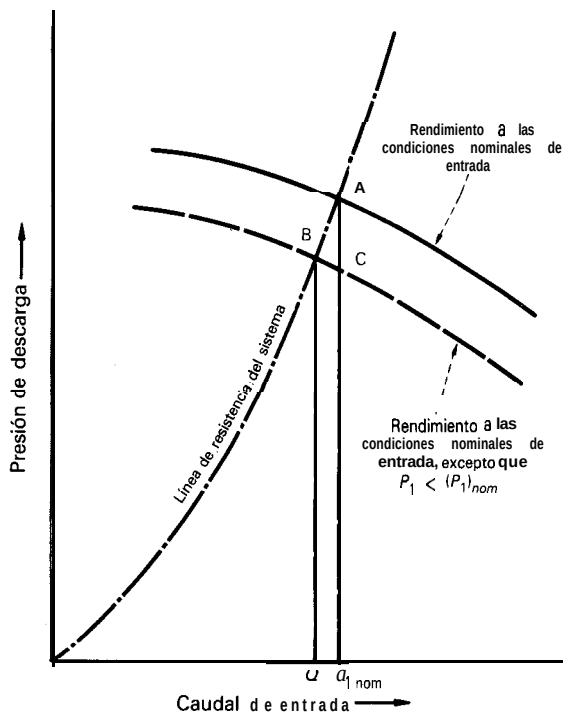


Fig. 4 Efecto de la presión de entrada en el rendimiento del compresor centrífugo

La ecuación (8) indica que un cambio en la temperatura de entrada, T_1 , influye a la inversa en la relación de presiones. Con un cambio sólo en la temperatura de entrada, se puede obtener

$$(r_p)_{nom}^{(k-1)/k} - 1 = C_1 / (T_1)_{nom}$$

en donde: $C_1 = H_{ad}(k-1)/Z_1 R k$.

$$\begin{aligned} r_p^{(k-1)/k} - 1 &= C_1 / T_1 \\ \left[\frac{r_p^{(k-1)/k} - 1}{(r_p)_{nom}^{(k-1)/k} - 1} \right] &= \frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \end{aligned}$$

Al resolver la ecuación para r_p , se obtiene:

$$\begin{aligned} r_p &= \left\{ \frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \left[(r_p)_{nom}^{(k-1)/k} - 1 \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \\ P_2 &= P_1 \left\{ \frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \left[(r_p)_{nom}^{(k-1)/k} - 1 \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \quad (9) \end{aligned}$$

Al sustituir la nueva temperatura de entrada de 40°F y la temperatura nominal de 90°F en la ecuación (9), se obtiene la presión de descarga:

$$P_2 = 14.5 \left\{ \frac{550}{500} [(1.42)^{0.286} - 1] + 1 \right\}^{3.5} = 21.3 \text{ psia}$$

Al comparar las ecuaciones (3) y (6), se encuentra que el caballaje en el árbol es inversamente proporcional a la temperatura de entrada o sea:

$$\begin{aligned} HPA &= [(T_1)_{nom} / T_1] (HPA)_{nom} \\ HPA &= [550/500](1.315) = 1.450 \text{ hp} \end{aligned} \quad (10)$$

También en este caso se han pasado por alto los efectos de la resistencia en el sistema; si la hay, se puede

consultar la figura 5. La curva con línea continua representa el rendimiento del compresor en las condiciones nominales de entrada. La curva con línea a trazos representa a una caída en la temperatura de entrada, y las demás condiciones en sus valores nominales. El punto A es el nominal del compresor.

En el último ejemplo se tuvo en cuenta un caudal de entrada constante; por tanto, se calculó el rendimiento en el punto C. El compresor buscará su nueva curva de rendimiento hasta que llegue al punto B en su intersección con la línea de resistencia del sistema. Como se ilustra en la figura 5, el flujo de entrada será algo mayor que el nominal, y la presión de descarga un poco más baja que la calculada. Si se consultan las figuras 1 o 2, se verá que la potencia requerida será mayor que la calculada.

Si se comparan las figuras 4 y 5, se verá que una caída en la presión de entrada hace bajar la curva de presión de descarga; una disminución en la temperatura de entrada eleva la curva. Por lo tanto, se puede deducir que es posible obtener el rendimiento nominal en días fríos si se estrangula la presión de entrada en la succión. También es posible obtener el mismo resultado disminuyendo la velocidad en unidades motrices de velocidad variable, como se comentará más adelante.

La estrangulación de la succión también disminuye el caballaje requerido, pues éste es directamente proporcional a la presión de entrada.

Lo que se trata de hacer es analizar cada variable en forma independiente. Por ello, no se ha tenido en cuenta el cambio en el vapor de agua contenido en el aire debido al cambio en la temperatura de entrada. En las condiciones nominales, el peso molecular del aire es de 28.7. Cuando la temperatura de entrada cambia a

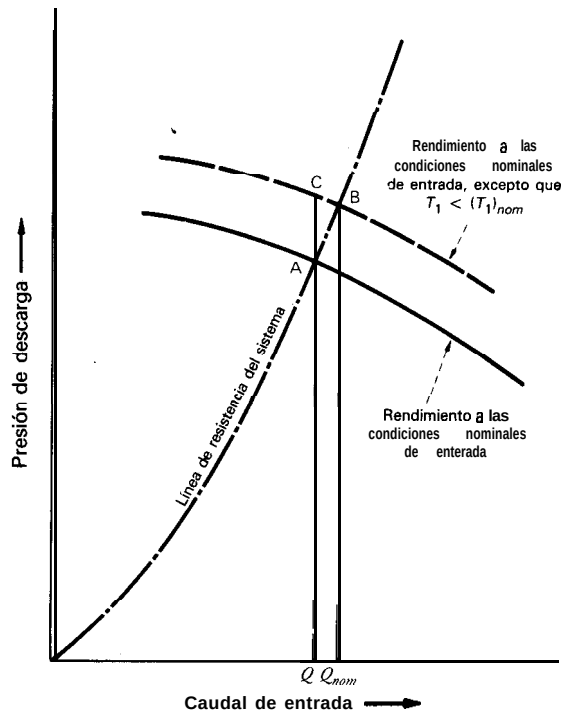


Fig. 5 Efecto de la temperatura de entrada en el rendimiento del compresor centrífugo

40°F, el peso molecular es de 28.9, en el supuesto de que la humedad relativa siga siendo 50%. En el siguiente ejemplo se describirán los efectos de los cambios en el contenido de agua.

Pesos moleculares

El peso molecular de una mezcla de aire y vapor de agua varía de acuerdo con la composición; en efecto en un compresor de aire es pequeño y no se suele tener en cuenta. Sin embargo, los compresores de gas pueden funcionar con una amplia gama de pesos moleculares, por lo que esta variable es importante. Como un ejemplo de la forma de tomar en cuenta la variación en el peso molecular, se utilizará un cambio en la humedad relativa, cuando la temperatura de entrada es la nominal.

En cierto día la temperatura ambiente es de 90°F, con una humedad relativa de 100 %. Con una presión barométrica de 14.7 psia, el peso molecular aproximado es de 28.4, pero es de 28.7 en las condiciones nominales.

Se investigará la forma en que interviene el peso molecular en la ecuación para la carga. El término **R** en la ecuación (4) se expresa con:

$$R = 1\,545/PM \quad (11)$$

Entonces, se puede volver a escribir la ecuación (4) para incluir el **PM**:

$$H_{ad} = Z_1 \left(\frac{1\,545}{PM} \right) T_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) (r_p^{(k-1)/k} - 1)$$

Al reordenar para despejar el término que incluye la razón de presiones, se tiene:

$$r_p^{(k-1)/k} - 1 = \frac{H_{ad} PM (k-1)}{1\,545 Z_1 T_1 k}$$

Esta relación implica que un cambio en el peso molecular influye en la razón de presiones; por tanto, para un cambio sólo en ese peso, se puede obtener:

$$(r_p)^{(k-1)/k} - 1 = C_2 PM_{nom}$$

en donde: $C_2 = H_{ad}(k-1)/1\,545 Z_1 T_1 k$

$$\begin{aligned} r_p^{(k-1)/k} - 1 &= C_2 PM \\ r_p &= \left\{ \frac{PM}{PM_{nom}} [(r_p)^{(k-1)/k} - 1] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \\ P_2 &= P_1 \left\{ \frac{PM}{PM_{nom}} [(r_p)^{(k-1)/k} - 1] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \end{aligned} \quad (12)$$

Si se despeja la condición de 100% de humedad relativa, al sustituir en la ecuación (12) se obtiene:

$$P_2 = 14.5 \left\{ \frac{28.4}{28.7} [1.42^{0.286} - 1] + 1 \right\}^{3.5} = 20.5 \text{ psia}$$

Al comparar las ecuaciones (3), (6) y (11), se verá que el caballaje en el árbol es directamente proporcional al peso molecular, **PM**, o sea:

$$\begin{aligned} (HPA) &= (PM / PM_{nom}) (HPA_{nom}) \\ HP.4 &= (28.4/28.7)(1\,315) = 1\,300 \text{ hp} \end{aligned} \quad (13)$$

En la figura 6 se ilustra el efecto de la resistencia del sistema en este análisis; una reducción en el peso molecular hacer bajar la curva de rendimiento del compresor (línea a trazos). Por ello, el resultado de un cambio en el peso molecular ocurre en el mismo sentido que el de una variación en la presión de entrada.

Compresibilidad y calor específico

En un compresor de aire las variaciones en la compresibilidad de entrada y en la razón de los calores específicos son tan pequeñas, que casi siempre se pueden pasar por alto al analizar el rendimiento. Empero, con otros gases, los cambios en estos parámetros pueden ser importantes.

En la figura 7 se ilustra el efecto direccional de un cambio sólo en la compresibilidad **Z**, y sólo en la razón **k** de los calores específicos. La curva a trazos indica que una disminución en la compresibilidad en la entrada eleva la curva de rendimiento del compresor, cuando se traza la gráfica del gasto de entrada contra la presión de descarga. La curva punteada indica que una disminución en la razón de los calores específicos también eleva la curva de rendimiento.

Se debe recordar una vez más que el análisis está basado en una velocidad dada de rotación. Por lo tanto,

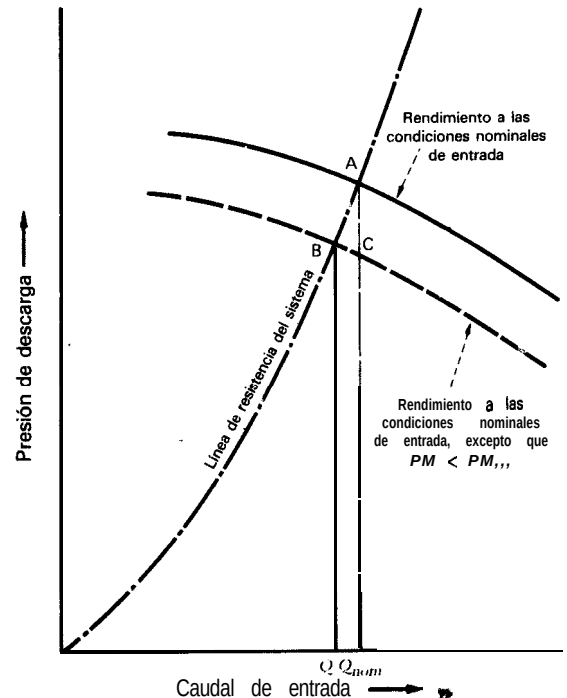


Fig. 6 Efecto del cambio en el peso molecular en el rendimiento del compresor

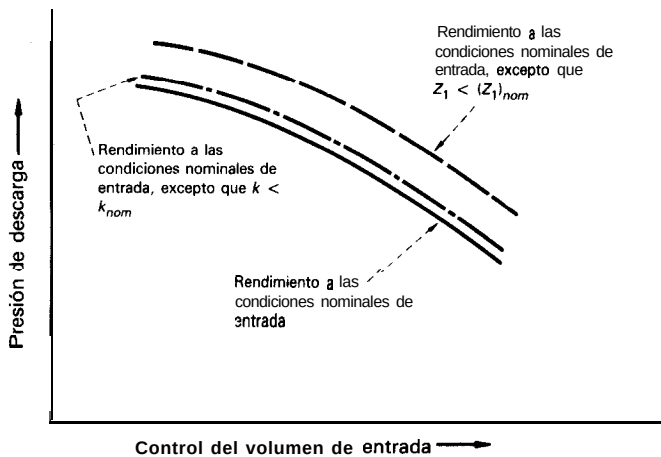


Fig. 7 Efecto del cambio en la compresibilidad o en la razón de los calores específicos en el rendimiento

cada caudal de entrada está asociado a uno y solo un valor de la carga. La curva de carga no cambia en ninguno de los ejemplos anteriores.

Velocidad de rotación constante

Ya se puede formular una ecuación general para determinar la presión de descarga que ocurre por una variación en una o todas las condiciones de entrada, con el gasto de entrada nominal y a velocidad de rotación constante.

En la ecuación (9) se encuentra que un enfoque similar produciría una ecuación general para cambios en las condiciones de entrada. Si se supone que la razón de los calores específicos y el gasto de entrada son constantes, entonces la ecuación para la presión de descarga es:

$$P_2 = P_1 \left\{ \left[\frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \right] \left[\frac{(Z_1)_{nom}}{Z_1} \right] \left[\frac{PM}{PM_{nom}} \right] \times \left[(r_p)_{nom}^{k(k-1)/k} - 1 \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \quad (14)$$

Si varían los calores específicos, la presión de descarga es:

$$P_2 = P_1 \left\{ \left[\frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \right] \left[\frac{(Z_1)_{nom}}{Z_1} \right] \left[\frac{PM}{PM_{nom}} \right] \left[\left(\frac{k}{k-1} \right)_{nom} \right] \left[\frac{k-1}{k} \right] \times \left[(r_p)_{nom}^{(k-1)/k} - 1 \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \quad (15)$$

En cualquier caso, la ecuación para el caballaje en el árbol es:

$$HPA = \left[\frac{P_1}{(P_1)_{nom}} \right] \left[\frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \right] \left[\frac{(Z_1)_{nom}}{Z_1} \right] \left[\frac{PM}{PM_{nom}} \right] HPA_{nom} \quad (16)$$

Dado que k no tiene cambio apreciable con diferentes mezclas de aire y vapor de agua, se puede considerar como constante e introduce poco o ningún error. El cam-

bio en k puede ser importante en los compresores de gas; entonces, hay que considerar los efectos de los cambios de valor de k .

Se considerará el compresor de una etapa de la figura 1. El problema es determinar la presión de descarga y el caballaje en el árbol con el caudal nominal de entrada, cuando las condiciones de entrada cambian a:

$$\begin{aligned} P_1 &= 14.2 \text{ psia} \\ T_1 &= 40^\circ\text{F} = 500^\circ\text{R} \\ PM &= 28.4 \end{aligned}$$

Dado que la razón de los calores específicos es constante, se utiliza la ecuación (14) para despejar la presión de descarga, y la ecuación (16) para el caballaje en el árbol,

$$\begin{aligned} P_2 &= 14.2 \left[\left(\frac{550}{500} \right) \left(\frac{1.0}{1.0} \right) \left(\frac{28.4}{28.7} \right) (1.42^{0.286} - 1) + 1 \right]^{3.5} \\ &= 20.8 \text{ psia} \\ HPA &= \left(\frac{14.2}{14.5} \right) \left(\frac{550}{500} \right) \left(\frac{1.0}{1.0} \right) \left(\frac{28.4}{28.7} \right) (1.315) = 1400 \text{ hp} \end{aligned}$$

Quando sea necesario, se utilizará la curva de resistencia del sistema para efectuar los ajustes necesarios.

Flujo en peso constante

A veces es necesario tener en cuenta el flujo en peso constante; en este caso, se puede emplear la curva de rendimiento para predecir la presión de descarga y el caballaje en el árbol.

Un cambio en las condiciones de entrada alterará el volumen de entrada [Ecuación (2)]. Dado que se trata de un caudal variable en la entrada, también variará la carga producida por el impulsor.

Se utilizará el compresor de la figura 1 y se predecirá la presión de descarga cuando cambian la temperatura y la presión de entrada. Este procedimiento también puede aplicarse a las condiciones de la figura 2.

Se considerará un cambio a 100°F en la temperatura de entrada y a 14.0 psia en la presión de entrada. El peso molecular, la razón de los calores específicos y la compresibilidad seguirán siendo los valores nominales (Fig. 1).

La ecuación (2) implica que para un proceso con flujo en peso constante, el caudal de entrada es directamente proporcional a la temperatura de entrada e inversamente proporcional a la presión de entrada. Por tanto,

$$\begin{aligned} Q &= \left[\frac{T_1}{(T_1)_{nom}} \right] \left[\frac{(P_1)_{nom}}{P_1} \right] Q_{nom} \quad (17) \\ Q &= \left(\frac{560}{550} \right) \left(\frac{14.5}{14.0} \right) (42\,200) = 44\,500 \text{ PCMS} \end{aligned}$$

en donde $PCMS = \text{ft}^3/\text{min}$ en la entrada (o succión).

En la figura 1 se encuentra que con el caudal nominal de entrada de 42 200 PCMS, la carga producida es 11 000 ft·lb_f/lb_m. Con la ecuación (4) se establece que

la expresión que contiene la relación de presiones nominal es directamente proporcional a la carga adiabática e inversamente proporcional a la temperatura de entrada. Entonces

$$P_2 = P_1 \left\{ \left[\frac{H_{ad}}{(H_{ad})_{nom}} \right] \left[\frac{(T_1)_{nom}}{T_1} \right] \times \left[(r_p)_{nom}^{(k-1)/k} - 1 \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \quad (18)$$

$$P_2 = 14.0 \left[\left(\frac{10.900}{11.000} \right) \left(\frac{550}{560} \right) (1.42^{0.286} - 1) + 1 \right]^{3.5} \\ = 19.7 \text{ psia}$$

El caballaje en el árbol en las condiciones nominales de entrada con un flujo de 44 500 **PCMS** se puede determinar que es de 1 380 hp, con la curva de rendimiento (Fig. 1). Con la ecuación (16) se encuentra:

$$(HPA) = \left(\frac{14.0}{14.5} \right) \left(\frac{550}{560} \right) (1,380) = 1,310 \text{ hp}$$

El procedimiento para el empleo de la figura 2 se deriva del anterior. En este caso, la presión de descarga con el nuevo caudal de entrada a la temperatura nominal, se obtiene directamente con la curva de rendimiento. Por ejemplo, la presión de descarga con 44 500 **PCMS** y 90°F es de 20.5 psia (Fig. 2). Se considerará que esa nueva presión de descarga es "nominal" y se utilizará la relación ya establecida [Ecuación (9)] con el fin de corregir para la nueva temperatura.

Velocidad de rotación

El rendimiento de un compresor centrífugo varía según la velocidad de rotación; si esta variación no es muy grande, por ejemplo, 90% a 105% de la velocidad nominal, se puede predecir el rendimiento del compresor mediante la ley de ventiladores, que expresa que la carga adiabática H_{ad} varía en proporción al cuadrado de la velocidad, N^2 , y que el caudal de entrada Q varía en forma directa con la velocidad N . Si se utilizan los valores nominales como referencia, se puede escribir.

$$H_{ad} = (H_{ad})_{nom} (N/N_{nom})^2 \quad (19)$$

$$Q = Q_{nom} (N/N_{nom}) \quad (20)$$

Con las ecuaciones (19) y (20) se puede predecir la velocidad requerida para contrarrestar el efecto de los cambios en las condiciones de entrada. El procedimiento que se describirá puede utilizarse para cualesquiera variaciones en las condiciones de entrada y cualquier tipo de curva de rendimiento.

Se hará referencia de nuevo al ejemplo anterior relacionado con un cambio sólo en la presión de entrada. La caída en esta presión ocasionó que la presión de descarga se redujera a 20.2 psia. ¿Qué velocidad se requiere para aumentar la presión citada a su valor nominal de 20.6 en las condiciones nominales de entrada?

La relación de presiones a la velocidad nominal para las condiciones de entrada en cuestión, se determina con el procedimiento ya establecido. Para este ejemplo, es:

$$(r_p)_{c.a.} = 20.2/14.2 = 1.42$$

La relación requerida de presiones es:

$$(r_p)_{nom} = 20.6/14.2 = 1.45$$

Para cualquier conjunto dado de condiciones de entrada se tiene:

$$\begin{aligned} r_p^{(k-1)/k} - 1 &\sim H_{ad} \\ H_{ad} &\sim N^2 \\ r_p^{(k-1)/k} - 1 &\sim N^2 \end{aligned}$$

Entonces, se puede obtener la siguiente ecuación para la velocidad de rotación:

$$N_{req} = N_{nom} \left[\frac{(r_p^{(k-1)/k} - 1)_{req}}{(r_p^{(k-1)/k} - 1)_{c.a.}} \right]^{1/2} \quad (21)$$

$$N_{req} = 4\,350 \left[\frac{(1.45)^{0.286} - 1}{(1.42)^{0.286} - 1} \right]^{1/2} = 4\,490 \text{ rpm}$$

El compresor, a 4 490 rpm, producirá la carga requerida; pero, el aumento en la velocidad alterará el gasto, y el nuevo flujo será:

$$Q = 42\,200(4\,490/4\,350) = 43.560 \text{ PCMS}$$

La reducción del flujo en las condiciones nominales, con la nueva velocidad de 4 490 rpm, produciría demasiada carga.

En la figura 8 se muestra el efecto de un aumento en la velocidad de rotación sobre el gasto de entrada y la carga. La curva con línea continua representa las condiciones nominales. El punto A es el nominal de funcionamiento; en esa figura aparece también la línea para la ley de ventiladores. Al seguir esta línea hasta 4 490 rpm, se nota un desplazamiento en el rendimiento hasta el punto B, que representa la carga deseada en el compresor. Cuando se reduce el caudal de entrada a las condiciones nominales, se tiene el rendimiento en el punto C.

El efecto en el caudal se maneja mejor si se determina el porcentaje de cambio en la carga que ocurre con un cambio en la carga relativa, como sigue:

$$\begin{aligned} \%Q &= \frac{Q_{req} N_{nom}}{Q_{nom} N_{req}} \times 100 \quad (22) \\ \%Q &= \frac{(42\,200)(4\,350)}{(42\,200)(4\,490)} \times 100 = 96.9\% \end{aligned}$$

Con la figura 1, se puede determinar el porcentaje de cambio en la carga como resultado de pasar de 100% Q a 96.9% Q , es decir, flujo de 42 200 **PCMS** a 100% Q_{nom} y de 40 900 **PCMS** a 96.9% Q .

Con 40 900 **PCMS**, $H_{ad} = 11\,000 \text{ ft}\cdot\text{lb}_f/\text{lb}_m$. Con 40 900 **PCMS** $H_{ad} = 11\,075 \text{ ft}\cdot\text{lb}_f/\text{lb}_m$. Entonces,

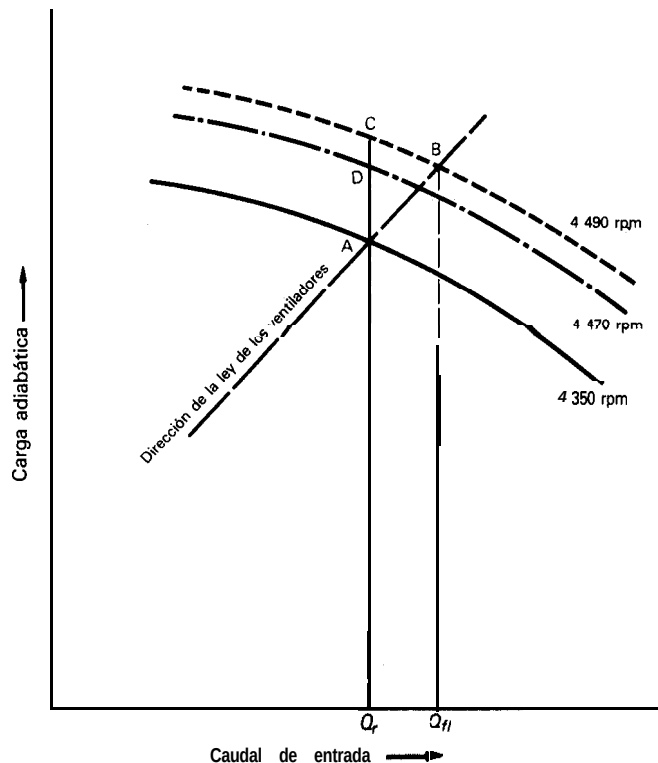


Fig. 8 La velocidad de rotación del compresor influye en su rendimiento

$$\%H_{ad} = \frac{11\ 075}{11\ 000} \times 100 = 100.7\%$$

Ahora se puede modificar la ecuación (2.1) para tener

$$R_{req} = N_{nom} \left[\frac{(r_p^{k-1/k} - 1)_{req}}{(r_p^{k-1/k} - 1)_{nom}} \right]^{1/2} \quad (23)$$

El resultado es el funcionamiento en el punto D (Fig. 8) que es el deseado.

El último paso en el análisis de la variación en la velocidad puede parecer un poco difícil con una curva de rendimiento trazada contra la presión de descarga. Cuando se utiliza una curva como la de la figura 2, se debe recordar que para cualquier grupo dado de condiciones de entrada

$$\%H_{ad} = \%(r_p^{k-1/k} - 1)$$

Resumen

Con estos procedimientos, debe ser posible predecir con exactitud el rendimiento de cualquier compresor centrífugo de una etapa. Además, se debe poder analizar estos compresores para aire de una planta, mediante la aplicación de estas técnicas a cada etapa entre los enfriadores.

El empleo de estas técnicas con compresores centrífugos de varios impulsores dará útiles resultados cualitativos. Sin embargo, se reducirá la exactitud de los resultados en proporción al número de impulsores entre los enfriadores y a las diferencias en los pesos moleculares de los gases que se manejen.

El autor



Ronald P. **Lapina** es ingeniero mecánico principal en Procon, Inc., subsidiaria de Procon International, Inc., 16340 Park 10 Place Drive, Houston, TX 77218 en donde ingresó hace un año y está encargado de especificar y evaluar maquinaria. Antes trabajó nueve años en Elliott Co., encargado de la adaptación de compresores centrífugos. Tiene licenciatura en ingeniería

Interenfriadores y postenfriadores de compresores: predicción de funcionamiento en condiciones que no son las de diseño

Un método simplificado para calcular el cambio en el funcionamiento de los intercambiadores de calor utilizados con compresores de aire y gas cuando las condiciones de servicio son diferentes a las del diseño original.

Peter Y. Burke, Sundstrand Fluid Handling

Los interenfriadores y postenfriadores (IE/PE), que son intercambiadores de calor en los sistemas de compresión de gas, uno de los cuales se ilustra en esta página, controlan la temperatura del gas comprimido que circula hacia un proceso corriente abajo o a otra etapa o paso de compresión. Cuando se utiliza un interenfriador antes de un segundo compresor, la disminución de la temperatura del gas antes de que entre al mismo, reduce los daños mecánicos y habrá una compresión más eficiente.

Un ejemplo de la aplicación de un postenfriador se da en la licuefacción del cloro. El cloro gaseoso, previamente desecado, que viene de las celdas electrolíticas, entra en un compresor (Fig. 1) y se preenfía en un intercambiador antes de que se licue en un condensador enfriado por Freon.

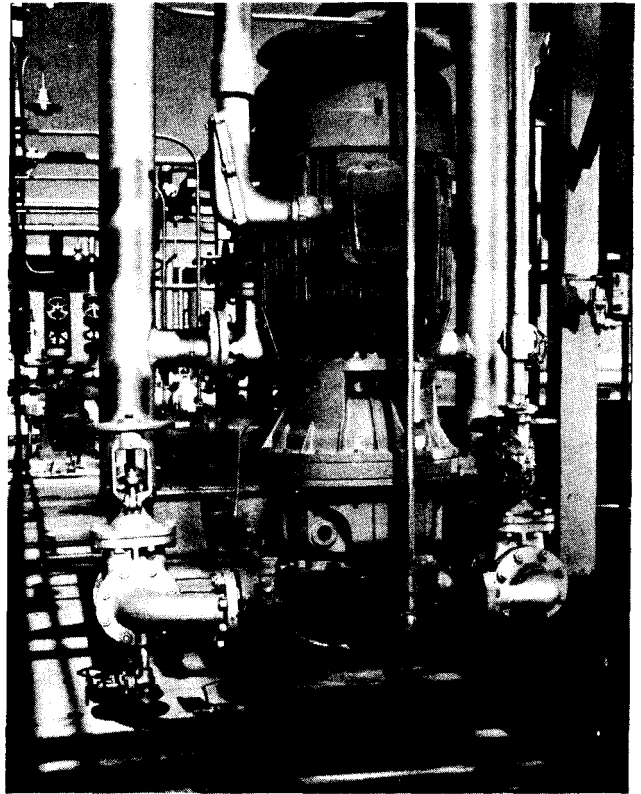
Hay tres configuraciones básicas de IE/PE:

En el tipo de *contraflujo*, el gas y el líquido enfriador circulan en sentido opuesto. Este tipo se utiliza en la mayoría de los IE y PE comerciales, porque por lo general requiere menor área superficial para un flujo dado de calor (Fig. 2).

En el tipo de *flujo paralelo*, los dos fluidos se mueven en el mismo sentido.

En el tipo de *flujo transversal*, los fluidos se mueven en ángulos rectos entre sí. El diseño y la aplicación de estas configuraciones, que varían mucho, se describen en casi todos los libros relacionados con transferencia de calor.

Los fabricantes de interenfriadores y postenfriadores para compresores de aire y gas tienen procedimientos y datos patentados para lograr diseños óptimos. Sin em-



bargo, igual que muchos cálculos de ingeniería, ese diseño óptimo se basa en un solo conjunto de condiciones

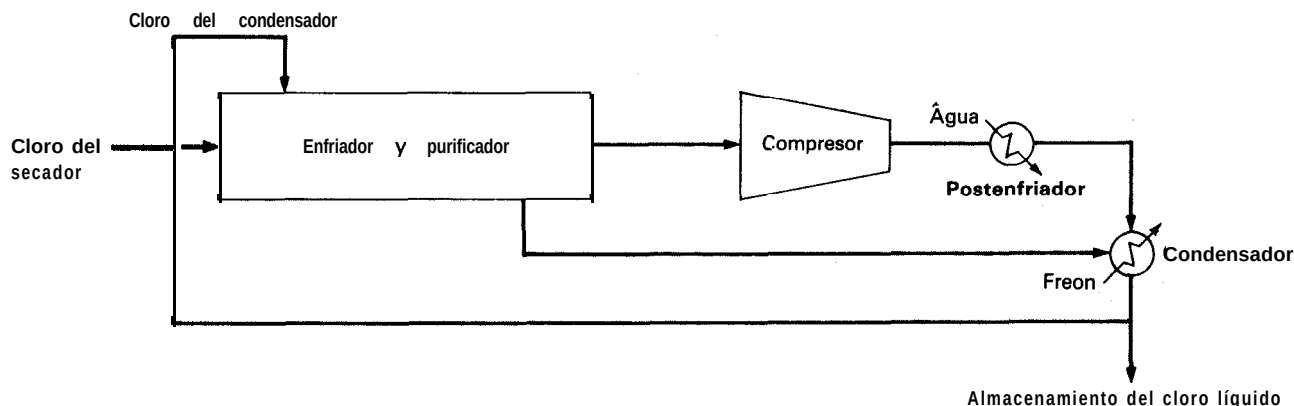


Fig. 1 Postenfriador utilizado para preenfriamiento en el proceso de licuefacción del cloro

de funcionamiento especificadas por el fabricante o el usuario del compresor. Desafortunadamente, las condiciones reales de trabajo del IE/PE a menudo no corresponden al "punto de diseño". Las razones son muchas, como cambios ambientales o en la planta, especificaciones iniciales incorrectas, cambios en el sistema y reducciones en la eficiencia de funcionamiento.

Manejo de cambios en el rendimiento

El ingeniero de planta, a menudo debe actuar con rapidez cuando se topa con cambios inexplicables en el rendimiento del IE/PE o cuando se proponen cambios en el caudal o en la temperatura en el sistema de agua de enfriamiento de la planta. Una estimación precisa requeriría calcular el coeficiente global U de transferencia de calor, lo que exige evaluar parámetros como: *a*) coeficiente de película en el lado del gas, *b*) coeficiente de película en el lado de agua, *c*) eficiencia de las aletas, *d*) factores geométricos y *e*) conductividad de los tubos.

Aunque los fabricantes de IE/PE tienen los medios para predecir los cambios en el rendimiento, en muchos

casos una estimación rápida y menos complicada dará resultados aceptables.

El método sugerido para la evaluación se basa en varias suposiciones respecto de las aplicaciones del IE/PE, y supone, también, que se conocen las complejidades de su diseño. Tales suposiciones son:

- El rendimiento del IE/PE en las condiciones de diseño se conoce por las predicciones y experimentos del fabricante.
- El coeficiente global, U , de transferencia del calor permanece constante para las condiciones de funcionamiento de diseño y las nuevas.
- Las condiciones que no son de diseño ocurren por desviaciones razonables en los gastos del gas caliente y del enfriador, o sean cambios no mayores del 25 %
- Los fluidos que entran en el IE/PE no están mezclados y recorren trayectorias separadas en tubos o canales.

Base del método

En este método se utilizan las relaciones entre el NUT (número de unidades de transferencia) y la efectividad del intercambiador de calor para predecir el rendimiento en un punto alterno de funcionamiento al comparar el rendimiento real del IE/PE con el de un modelo ideal (de diseño) y determinar cuánto se altera el rendimiento del modelo ideal con los cambios en los parámetros. Los parámetros que interesan suelen ser los caudales del gas y el líquido, y la temperatura de entrada y salida de

En los casos en que hay otros parámetros, como la humedad relativa y la presión de funcionamiento, que se desvían de las condiciones de diseño, se debe evaluar su efecto en el rendimiento mediante otros métodos conocidos. No obstante, estos parámetros no tendrán un reflejo importante en el procedimiento que se está describiendo.

Las relaciones NUT y el intercambiador de calor utilizadas por los diseñadores son como sigue, para los tres tipos de intercambiadores:

Contraflujo:

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1-R)}}{1 - Re^{-NUT(1-R)}} \quad (1)$$

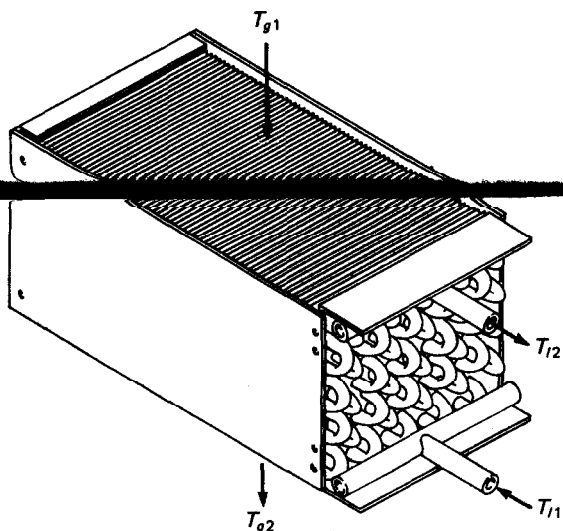


Fig. 2 Uno de los tres tipos de intercambiadores es el de contraflujo.

Notación

A	Área de transferencia de calor, ft^2
c	Coefficiente de capacidad de la corriente, $\text{Btu}/(\text{h})(^\circ\text{F})$
c	Calor específico, $\text{Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$
NUT	Número de unidades de transferencia, adimensional,
	$(NUT = \frac{UA}{C_g})$
R	Razón del coeficiente de capacidad adimensional
T	Temperatura, $^\circ\text{F}$
U	Coefficiente global de transferencia de calor, $\text{Btu}/(\text{h})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$
W	Caudal de masa, lb/h
ϵ	Efectividad del intercambiador, adimensional
η	$NUT^{-.22}$

Subíndices

1	Condición de entrada
2	Condición de salida
g	Gas
l	Líquido

Flujo transversal:

$$\epsilon = 1 - e^{[e^{(-R\eta NUT)} - 1] 1/\eta R} \quad (2)$$

Flujo paralelo.

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-NUT(1+R)}}{1+R} \quad (3)$$

en donde:

$$R = C_g/C_l \quad (4)$$

y $C_g = W_g \times c_g$, $C_l = W_l \times c_l$, $\eta = NUT^{-.22}$.

La efectividad térmica se representa también por:

$$\epsilon = \frac{T_{g1} - T_{g2}}{T_{g1} - T_{l1}} \quad (5)$$

Empleo del procedimiento

Paso 1. Con la aplicación de las condiciones originales de diseño, calcúlese C_g , C_l , R (Ecuación 4) y ϵ (Ecuación 5)

Paso 2. Ahora, con la relación apropiada de efectividad del intercambiador de calor [Ecuaciones (1), (2) o (3)], calcúlese el NUT de diseño.

Paso 3. Una vez calculadas C_g y C_l para las nuevas condiciones de funcionamiento, determínese el NUT con la siguiente relación:

$$NUT_{nuevo} = NUT_{diseño} \times \frac{C_{g\text{ diseño}}}{C_{g\text{ nuevo}}}$$

que se obtiene con $NUT = UA/C_g$, cuando UA se supone constante.

Paso 4. Después de volver a calcular R para las nuevas condiciones, calcúlese la efectividad con la misma ecuación del paso 2.

Paso 5. La nueva efectividad se puede utilizar en la ecuación (5), que después se resuelve para la temperatura T_{g2} del gas de salida.

Un ejemplo

Para ilustrar la técnica, se calculará el cambio en el rendimiento (T_{g2}) en un postenfriador de contraflujo, enfriado por agua, instalado en un compresor de aire. Las condiciones originales de diseño y las nuevas son:

	Diseño	Nuevas
W_g	53.5 lb/min	62.06 lb/min
W_l	8.0 gal/min	6.0 gal/min
T_{g1}	250°F	275°F
T_{g2}	100°F	?
T_{l1}	60°F	80°F

y $c_g = 0.241 \text{ Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$ para aire; $c_l = 0.999 \text{ Btu}/(\text{lb})(^\circ\text{F})$ para el agua a 60°F.

Se determinan, los parámetros C_g y C_l de diseño de acuerdo con el paso 1:

$$C_g = (53.5)(60)(0.241)$$

$$C_g = 774 \text{ Btu}/(\text{h})(^\circ\text{F})$$

Y

$$C_l = (8.0)(60)(62.4)(0.134)(0.999)$$

$$C_l = 4014 \text{ Btu}/(\text{h})(^\circ\text{F})$$

Calcúlese $R_{diseño}$ con la ecuación (4):

$$R_{diseño} = 774/4014$$

$$R_{diseño} = 0.193$$

y hay que encontrar ϵ con la ecuación (5)

$$\epsilon_{diseño} = 250 - 100/250 - 60$$

$$\epsilon_{diseño} = 0.79$$

Dado que el postenfriador es de contraflujo, se utiliza la ecuación (1) para determinar $NUT_{diseño}$:

$$0.79 = \frac{1 - e^{-NUT(1-0.193)}}{1 - 0.193 e^{-NUT(1-0.193)}}$$

$$NUT_{diseño} = 1.722$$

Para el paso 3, se calculan C_g y C_l para las nuevas condiciones de funcionamiento:

$$C_g = (62.06)(60)(0.241)$$

$$C_g = 897 \text{ Btu}/(\text{h})(^\circ\text{F})$$

Y

$$C_l = (6.0)(62.4)(60)(0.134)(0.999)$$

$$C_l = 3010 \text{ Btu}/(\text{h})(^\circ\text{F})$$

Ya se puede calcular NUT_{nuevo} con la ecuación (6)

$$NUT_{nuevo} = 1.73 \times (7741897)$$

$$NUT_{nuevo} = 1.49$$

La R nueva se encuentra con la ecuación (4) y se utiliza en la ecuación (1) para determinar la ϵ nueva:

$$R_{nueva} = 897/3\ 010$$

$$R_{nueva} = 0.298$$

Y

$$\epsilon_{nueva} = \frac{1 - e^{-1.49(1-0.298)}}{1 - 0.298e^{-1.49(1-0.298)}}$$

$$\epsilon_{nueva} = 0.725$$

Después se utiliza la nueva en la ecuación (5) que se resuelve para T_{g2} :

$$0.725 = (275 - T_{g2}/275 - 80)$$

$$T_{g2} = 134^{\circ}\text{F}$$

Referencias

1. Desmond, R. M., and Karlekar, B. V., "Engineering Heat Transfer," West Publishing Co., St. Paul, Minn., 1977.

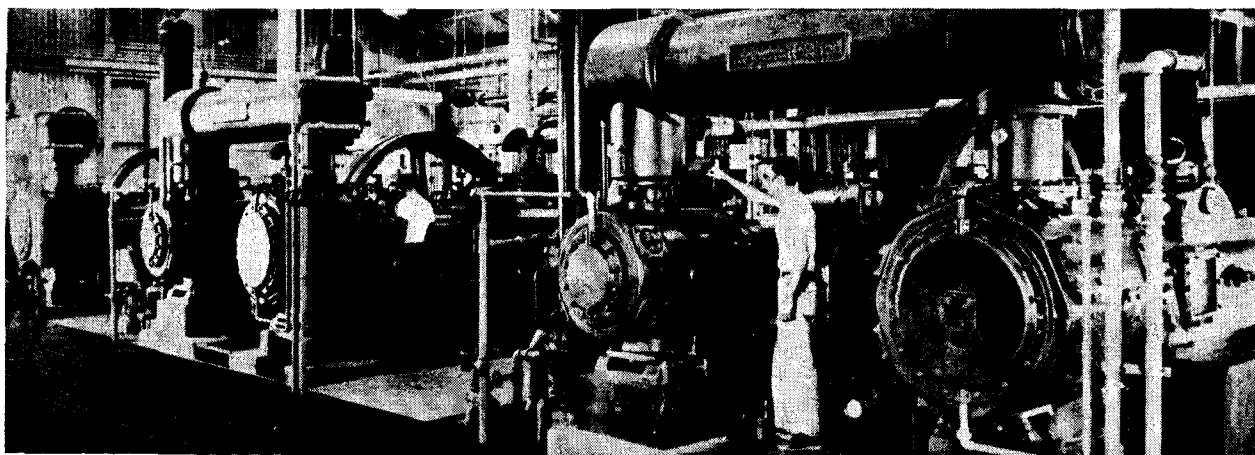


Peter Y. Burke es director de ingeniería en Sundstrand Fluid Handling, de Sundstrand Corp., P.O. Box FH, Arvada, CO 80004. Es ingeniero profesional en Nueva York y Maryland y trabajó antes como gerente de producto en la división Worthington Engineered Pump, de Worthington Pump Co. Tiene licenciatura en ingeniería mecánica por el de Virginia Polytechnic Institute, así como maestría en la misma rama por el Rensselaer Polytechnic Institute. Es miembro de la American Management Assn.

Eficiencia del compresor: la diferencia está en la definición

Las eficiencias nominales de los compresores pueden ser tan engañosas como las tasas de interés. Para obtener el máximo por su dinero al adquirir compresores, hay que cerciorarse de que las comparaciones de las eficiencias se hagan sobre las mismas bases.

*Edward R. Lady, Los Alamos Scientific Laboratory,
University of California*



La compresión de aire y otros gases consume una gran cantidad de energía en las industrias de procesos químicos. En la producción de gases industriales como oxígeno, nitrógeno y helio y en la licuefacción de gas natural, la potencia para compresión es de más del 80% de la energía total requerida. Entonces, la eficiencia del compresor tiene un efecto directo en los costos del producto.

En este artículo se comparan las eficiencias isotérmicas y adiabática, se describe el efecto del interenfriamiento entre las etapas del compresor y se presentan formas convenientes para obtener cifras preliminares de la potencia para compresión.

Compresión isotérmica

La ecuación básica que se utiliza para calcular el trabajo de la compresión de gas es un proceso con flujo es-

tacionario, y el flujo en un compresor recíprocante se puede considerar estacionario, a pesar de las pulsaciones de cada carrera de compresión, es:

$$w = \int_1^2 v dp \quad (1)$$

en donde w es el trabajo requerido por lb mol, v el volumen mola1 y p la presión.

Para los cálculos preliminares, se puede utilizar la ecuación de estado de los gases ideales con el fin de relacionar la presión, el volumen y la temperatura

$$pv = RT \quad (2)$$

De hecho esta ecuación dará resultados bastante exactos con presiones inferiores a 10 atm y con temperaturas muy por arriba de la crítica.

Si se pudiera efectuar la compresión del gas sin fricción e isotérmicamente el trabajo requerido para aumentar la presión de p_1 a p_2 es:

$$w_{iso} = RT_1 \ln (p_2/p_1) \quad (3)$$

en donde R es la constante de los gases, 1.986 Btu/(lb mol) ($^{\circ}\text{R}$), T_1 la temperatura inicial, $^{\circ}\text{R}$, y el trabajo se da en Btu/lb mol.

La eficiencia isotérmica de un compresor se define como la razón entre el trabajo calculado con la ecuación (3) y el trabajo real requerido, o sea:

$$\eta_{iso} = w_{iso}/w_a \quad (4)$$

En muchos casos, el valor numérico de la eficiencia isotérmica parecerá ser bajo, por ejemplo 65% y, empero, el trabajo real requerido ser menor que en un compresor con una eficiencia adiabática del 80%. Se explicará por qué ocurre esta aparente discrepancia.

Compresión adiabática

La compresión adiabática y sin fricción de un gas ideal requiere un trabajo de acuerdo con la expresión:

$$w_{ad} = RT_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (5)$$

en donde k es la razón de los calores específicos, C_p/C_v , y todos los demás términos tienen las definiciones ya expresadas.

La eficiencia adiabática se define en forma similar a la eficiencia isotérmica:

$$\eta_{ad} = w_{ad}/w_a \quad (6)$$

Está claro que las dos definiciones de la eficiencia de compresión varían sólo en el estándar de comparación, es decir, trabajo isotérmico ideal contra trabajo adiabático ideal. En la figura 1 se ilustra la variación en el trabajo adiabático ideal como función de la relación de presiones, p_2/p_1 y de la razón k de los calores específicos. En todos los casos, este trabajo es mayor que el isotérmico, indicado con la curva más baja; la razón de los calores específicos tiene marcada influencia. Los gases monoatómicos, como el helio y el argón, tienen $k = 1.66$ y, por ello, el trabajo adiabático de compresión que les corresponde es mucho mayor que el trabajo isotérmico. Los gases diatómicos, como el nitrógeno, el oxígeno, el hidrógeno y el aire, tienen $k = 1.4$. Las moléculas de gases más complejos, tienen un valor de k más bajo; 1.32 para el metano, por citar un caso.

Como un ejemplo, considérese la compresión de aire a 14.0 psia y 80°F , hasta 56 psia. Con la ecuación aplicable o con la figura 1, con $k = 1.40$ y $p_2/p_1 = 4.0$, se encuentra: $w_{iso} = 1\,487$ Btu/lb mol y $w_{ad} = 1\,824$ Btu/lb mol.

Si el trabajo real requerido por el compresor es de 2 280 Btu/lb mol, la eficiencia del compresor se puede expresar como $\eta_{iso} = (1\,487/2\,280) (100) = 65\%$ y $\eta_{ad} = (1\,824/2\,280) (100) = 80\%$. Ambas definiciones de eficiencia son válidas, aunque por lo general se utiliza la eficiencia adiabática cuando no se trata de enfriar el gas durante las etapas o entre éstas.

Relación de eficiencias de trabajo igual

Ya se vio en el ejemplo anterior que, para el mismo trabajo real de compresión, las eficiencias adiabática e isotérmica varían en un factor de 1.23. Con las ecuaciones 3 a 6, se tiene el trabajo real igual de compresión, w_a , cuando:

$$\frac{\eta_{ad}}{\eta_{iso}} = \frac{\left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\ln (p_2/p_1)} \quad (7)$$

La relación de eficiencias de trabajo igual expresada con la ecuación (7) se traza como función de la relación de presiones en la figura 2. Con las mismas condiciones que en el ejemplo anterior: $k = 1.4$ y $p_2/p_1 = 4.0$, la relación de eficiencia de trabajo igual es de 1.23.

Para ilustrar el empleo de la relación de eficiencias de trabajo igual, se hará referencia al problema de evaluación de cotizaciones de compresores. También en este caso, se trata de comprimir aire desde 14.0 psia y 80°F hasta 56 psia. Si un proveedor garantiza una eficiencia adiabática del 80% y otro una eficiencia isotérmica del 70%, esta segunda cotización debe indicar un menor requisito de potencia, a pesar de su menor eficiencia. Se encuentra que la relación de eficiencias de trabajo igual

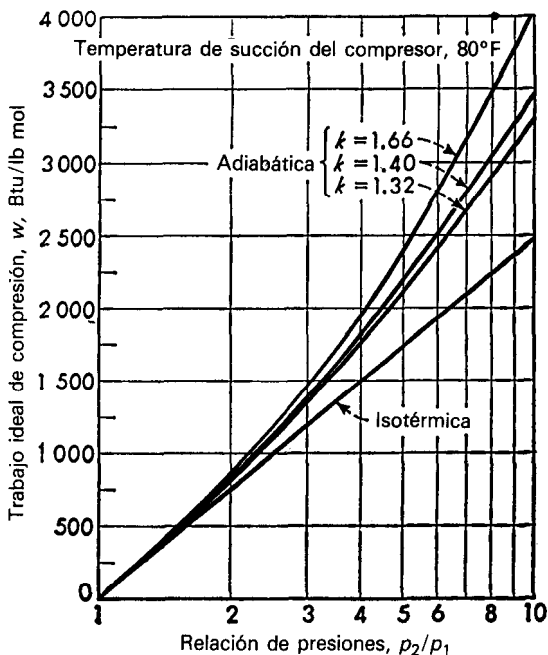


Fig. 1 El trabajo adiabático es mayor que el isotérmico

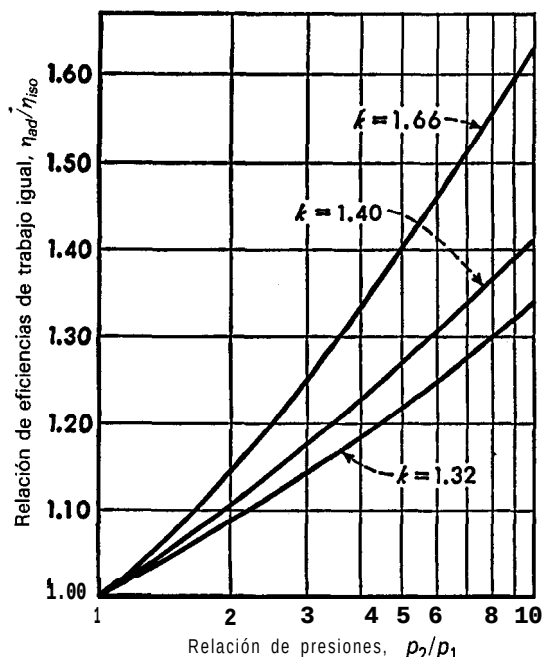


Fig. 2 Relaciones para el trabajo real de compresión

en estas condiciones es de 1.23. La relación entre las eficiencias de las cotizaciones es de 1.14. Siempre que la relación real sea menor que la de trabajo igual, el compresor basado en eficiencia isotérmica requerirá menos potencia. Por arriba de la curva de trabajo igual, el compresor con eficiencia adiabática requerirá menos potencia.

Compresión de etapas múltiples con interenfriamiento

Siempre que la relación global de presiones sea mayor de 4.0, se debe pensar en compresor de etapas múltiples

con interenfriamiento, pues se necesita para mantener la temperatura del gas comprimido a un valor seguro, de unos 365°F en compresores de aire con lubricante de hidrocarburos, así como para reducir la potencia total necesaria.

El interenfriamiento ideal reduciría la temperatura entre etapas a la de succión. El efecto de las etapas con interenfriamiento se ilustra en la figura 3. El trabajo ideal de compresión con flujo estacionario, dado en la ecuación (1), está representado por las áreas que están a la izquierda de las curvas. La curva isotérmica representa el trabajo mínimo requerido, mientras que la curva adiabática abarca un área mucho mayor. La curva intermedia con línea a trazos representa compresión en dos etapas con interenfriamiento hasta la temperatura de succión de 80°F.

Ahora se considerará un compresor de dos etapas para comprimir aire a 80°F desde 14.0 psia hasta 140 psia y con interenfriamiento a 80°F. ¿Se debe basar la eficiencia de ese compresor en las compresiones isotérmica o adiabática ideales, como se indica con las curvas de línea continua de la figura 3? En realidad, hay que determinar la eficiencia de las etapas y tener muy presente la eficiencia global.

Debido a que en este ejemplo la relación total de presiones es de 10.0, se puede calcular que el trabajo ideal de compresión es: $w_{iso} = 2\,470$ Btu/lb mol y $w_{ad} = 3\,480$ Btu/lb mol.

Estas cifras se pueden encontrar también en la figura 1. Para cada etapa de compresión, con una relación de presiones de 3.16, el trabajo adiabático ideal de compresión es de 1 460 Btu/lb mol o un total de 2 920 Btu/lb mol para dos etapas. Con el empleo de una eficiencia adiabática realista por etapa de 80%, el trabajo real de compresión es de $2\,920(1.00) = 3\,650$ Btu/lb mol. Ahora se tienen tres eficiencias de compresión, igual de exactas, pero que se prestan a confusión.

Eficiencia adiabática del compresor: $(3\,480/3\,650)(100) = 95\%$
 Eficiencia adiabática por etapa: $(2\,920/3\,650)(100) = 80\%$
 Eficiencia isotérmica del compresor: $(2\,470/3\,650)(100) = 68\%$

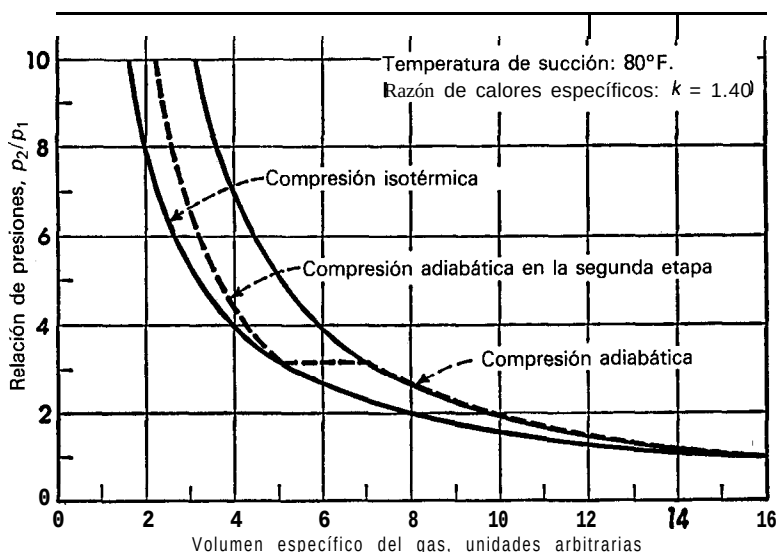


Fig. 3 La curva con línea discontinua representa la compresión adiabática en dos etapas con interenfriamiento a la temperatura de succión; la curva con línea continua indica la compresión adiabática e isotérmica de los gases

La eficiencia es un término con muchos significados. Se ha visto que un valor numérico más alto de la eficiencia basado en una definición, en realidad puede representar menor rendimiento que un valor numérico más bajo basado en otra definición. Las ecuaciones y gráficas de este artículo pueden servir como repaso para los ingenieros especialistas en la materia. Desde luego, no hay duda de que, para un trabajo dado de compresión, el compresor que requiera menos caballaje es el más eficiente.

El autor



Edward R. Lady es ingeniero visitante en el Laboratorio Científico de los Alamos, de la University of California, con licencia de la University of Michigan, en donde es profesor asociado. El trabajo en que se basa este artículo lo auspició la entonces U.S. Atomic Energy Commission.

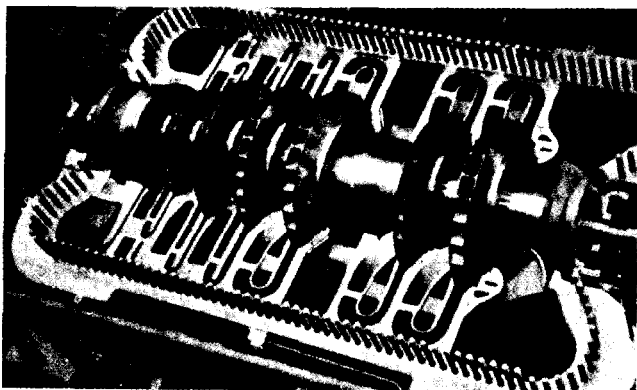
Tuvo experiencia industrial durante 12 años en la Unión Carbide y Air Products and Chemicals Co. Es miembro de ASME y de la American Soc. for Engineering Educa-

tion e ingeniero registrado en Pennsylvania y Michigan.

¿Se puede adaptar un compresor centrífugo?

¿Hay en la planta un compresor centrífugo que se querría utilizar por encima de su capacidad o presión nominales? En este artículo se halla la forma de determinar, si es posible.

Ronald P. Lapina, Elliott Cs.



Los usuarios de compresores a menudo desean obtener mayor producción, en forma de mayor capacidad, más aumento en la presión a ambas cosas.

Una forma de obtener un aumento en la producción es la compra de equipo nuevo; sin embargo, muchas veces es posible adaptar (es decir, reconstruir) un compresor existente para lograr los aumentos deseados. Aunque el compresor necesite nuevos rotor y componentes internos estacionarios, por lo general se puede aprovechar la carcasa.

Muchas veces se adaptan los compresores para obtener mayor capacidad con sólo un pequeño cambio en los niveles de presión. En estas condiciones, es posible que pueda aprovecharse una buena parte de los componentes.

Cuando se piensa en adaptar, siempre hay un problema. No hay modo de cambiar el tamaño de la carcasa ni la distancia entre los centros de los cojinetes. Tam-

co se puede cambiar la posición de las boquillas, y sólo un número limitado de impulsores se acomodarán a cualquier sección del compresor.

Cuando el fabricante diseña equipo nuevo, empieza "de la nada" y puede trabajar como lo desee para satisfacer las necesidades del proceso. Sin embargo, no puede hacerlo cuando se trata de reconstruir un compresor existente.

Cuando se piensa en adaptar, el ingeniero de proyecto primero debe estudiar el proceso y determinar el flujo requerido para manejar el aumento programado en la producción. ¿Qué niveles de presión se necesitarán en el compresor? ¿Cómo influirá el funcionamiento del compresor en todo el proceso?. Hay que determinar las respuestas a esas y otras preguntas antes de pensar en adaptar el compresor.

El ingeniero de proyecto puede sufrir una **desilusión**. Diseña el proceso, determina la nueva capacidad requerida y los niveles asociados de presión a los que espera funcione el compresor, sólo para encontrarse con que el fabricante hace ver que el compresor no puede llenar esos requisitos. Entonces debe volver a su mesa de trabajo y tratar de resolver las preguntas pertinentes hasta que llegue a un grupo de cifras compatibles con el compresor y el proceso.

El ingeniero de proyecto se puede ahorrar mucho tiempo si entiende la posibilidad de adaptación del compresor. Si pudiera concebir por sí mismo la capacidad del compresor, podría determinar la probabilidad de lograr el aumento programado en la producción, sin consultar con el fabricante, hasta obtener un grupo de cifras viables. Podría ahorrarse días o quizá meses, según sea el grado de cambio en el proceso y su relación con la car-

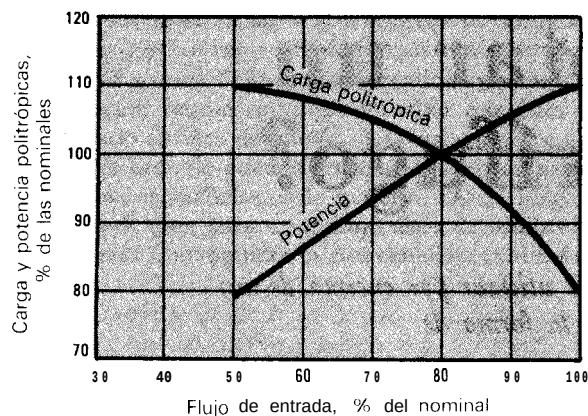


Fig. 1 **Rendimiento típico** del compresor centrífugo

casa del compresor, y se daría cuenta de que no es posible colocar una clavija cuadrada en un agujero redondo.

En realidad, el ingeniero sólo necesita mínimos conocimientos de compresores y dedicar un tiempo mínimo a los cálculos para determinar la factibilidad de adaptación de un compresor. Debe tener en cuenta:

1. Capacidad. ¿Podrá la boquilla de ese tamaño aceptar el aumento proyectado en el flujo?

2. Caballaje. ¿Podrán el motor, motorreductor, turbina o engranes de la turbina manejar el caballaje adicional?

3. Presión. ¿Puede soportar la carcasa el aumento pretendido en la presión? ¿Tiene características aerodinámicas el compresor para esos valores?

4. Velocidad. ¿Podrá el compresor trabajar a la velocidad requerida dentro de los límites de velocidad crítica de las normas API (American Petroleum Institute)?

Ahora se examinarán esas cuatro consideraciones, por orden de importancia.

Factibilidad de adaptación: capacidad

El factor más importante respecto a la capacidad es el tamaño de las boquillas; se debe determinar si este tamaño permitirá el paso del caudal requerido, con una caída razonable de presión. Un compresor en uso tiene boquillas de tamaño fijo, y la dimensión geométrica de éstas establece el caudal máximo posible. Por lo tanto, se puede reducir el análisis a la consideración de las velocidades de entrada.

Aunque los límites de velocidad de entrada varían según las condiciones, una buena regla empírica para ellos es un máximo de 140 ft/s para el aire y gases ligeros.

Debido a la proporcionalidad inversa entre el límite de velocidad de entrada y la raíz cuadrada del peso molecular del gas, por lo general se deben limitar los hidrocarburos más pesados, como el propano (peso molecular = 44.06) a unos 100 ft/s.

La ecuación (1) sirve para determinar la velocidad real de entrada

$$V_r = 3.06Q/D^2 \quad (1)$$

Dado que las limitaciones en la velocidad establecen la capacidad máxima, la velocidad máxima de 140 ft/s puede influir en la adaptación del compresor. Con tubería de entrada en buenas condiciones geométricas, quizá el ingeniero encuentre que puede lograr velocidades más altas. La referencia 1 es una guía práctica para la velocidad máxima tolerable en la entrada; aunque se escribió como orientación de diseño para la tubería de entrada en el compresor, será útil para determinar la velocidad máxima de entrada que puede permitir una boquilla. Se trata de que haya una distribución de flujo lo más uniforme que se pueda en la boquilla. Consúltese la Ref. 1 si se cree que se excederá la velocidad citada.

Los fabricantes a veces entregan compresores con boquillas de entrada además de la principal diseñan algunos con boquillas de carga lateral, otros con boquillas de enfriamiento interetapas y, finalmente, otros con ambas cosas. Utilícense los valores citados de velocidad de entrada para todas las boquillas de entrada y verifíquense las velocidades del gas en todas ellas.

Una vez que el ingeniero decide que el compresor tendrá la capacidad deseada, puede investigar el efecto del aumento sobre el caballaje requerido.

Factibilidad de adaptación: caballaje

El ingeniero debe incluir la potencia requerida como la segunda consideración importante en un análisis de factibilidad de adaptación. Esto se aplica en especial a los compresores con motor eléctrico, porque no se acostumbra comprar motores, de mayor tamaño que el requerido para el equipo original. Pero por lo común pueden reconstruir las unidades de engranes y turbinas para tener mayor capacidad de potencia. Si se utilizan unidades motrices eléctricas, quizá se necesite comprar un motor nuevo, lo cual puede ocasionar problemas con la cimentación.

El compresor requerirá potencia aproximadamente en proporción al aumento deseado en el flujo en peso. Esto significa que un aumento del 20 % en el flujo en peso exigirá un aumento de, cuando menos, al 20 % en el caballaje, o sea 1.2 veces más que la potencia original. Además, el fabricante por lo general sugerirá una disponibilidad de caballaje del 10 % adicional, por si llega a ocurrir sobrecarga. Por lo tanto, un incremento del 20 % en el flujo en peso ocasionará un aumento de alrededor del 32 % en la potencia requerida [$1.2 + 10 \% (1.2) = 1.32$], si es que el ingeniero desea un cálculo un poco conservador (Fig. 1). Nótese también que en el caso de un motorreductor, los métodos generales requieren un 2 % adicional de caballaje para las pérdidas en los engranes.

Si la propulsión no puede entregar el caballaje requerido al compresor, entonces hay que comprar una nueva propulsión o no efectuar el aumento total programado en la producción hasta que se pueda reducir el flujo en peso requerido, según sea la capacidad de la propulsión. En los casos en que hay necesidades críticas de potencia, la capacidad de la propulsión será el punto de partida del análisis de factibilidad de la adaptación.

Factibilidad de adaptación: presión

Después, se debe tener en cuenta la presión de la prueba hidrostática. El fabricante del compresor, durante la fabricación, hace pruebas hidrostáticas de la carcasa al 150 % de la presión máxima esperada de funcionamiento. La aerodinámica del compresor puede establecer la presión máxima de operación, o bien, quizá la estabilidad del proceso si se utiliza una válvula de desahogo en el sistema.

Si los niveles esperados de presión en el nuevo proceso sobrepasan la presión máxima indicada en la placa de datos, hay que hacer una nueva prueba hidrostática. PRECAUCIÓN: A veces, en un compresor que tiene dos o más secciones, como los que tienen enfriamiento interetapas, cargas laterales o extracciones, la prueba se debe hacer por secciones, con la sección de entrada a menor presión que la sección de salida. En tal caso, hay que estudiar ambas secciones para ver si hay la posibilidad de sobrepasar la presión máxima de funcionamiento segura en cada sección.

Después, hay que investigar la capacidad aerodinámica del compresor para producir la carga requerida. Es más fácil hacerlo en términos de la carga politrópica, que es la cantidad de trabajo que hace el compresor, y que difiere en la eficiencia politrópica del trabajo de entrada. En la ecuación (2) se presenta la relación entre la carga politrópica y la relación deseada de presiones.

$$Hp = ZRT[n/(n-1)][r_p^{(n-1)/n} - 1] \quad (2)$$

Aunque la eficiencia politrópica puede variar desde un 68 % con impulsor pequeño hasta un 83 % con impulsores ideales, para un análisis de factibilidad se puede suponer una eficiencia politrópica del 70%. Si se analiza el papel de la eficiencia politrópica en la ecuación (2), se

encontrará que el error en el multiplicador " $n/(n-1)$ " tiende a compensar el error en el exponente " $(n-1)/n$ ", con lo que se reduce mucho el error en la carga politrópica calculada.

En la ecuación (2) se dan tanto la carga politrópica original, como la requerida para la adaptación. Con la velocidad nominal original, conocida, la "Ley de los ventiladores" [Ecuación (3)] determina la velocidad aproximada en la adaptación:

$$N_{adaptación} = N_{original}(Hp_{adaptación}/Hp_{original})^{1/2} \quad (3)$$

La velocidad calculada con la ecuación (3) puede resultar muy alta para un funcionamiento seguro (véase el estudio acerca de la velocidad de rotación en la siguiente sección). Sin embargo, el fabricante a veces puede obtener mayor carga politrópica con la adición de un impulsor o el reemplazo de los impulsores instalados por otros con menor inclinación posterior. El fabricante, a fin de cuentas, tendrá que determinar la factibilidad de obtener la carga requerida.

El ingeniero de proyecto puede hacer una estimación rápida de la capacidad máxima de carga del compresor; si éste tiene una etapa "vacía", es decir, un espacio sin impulsor, la ecuación (4) indicará la capacidad máxima aproximada de carga, sin cambio en la velocidad:

$$Hp_{max} = Hp_{original}(a + b)/a \quad (4)$$

Se puede aplicar entonces la "Ley de los ventiladores", junto con la ecuación (4), para determinar la capacidad aproximada de carga politrópica del compresor. Este procedimiento dará una carga politrópica con aproximación de un 10% a la capacidad máxima del compresor.

El procedimiento anterior para estimar la carga politrópica, aunque se ha descrito para compresores, de paso recto también funciona en los que tienen cargas laterales, extracciones o enfriamiento interetapas, siempre y cuando se utilice la suma de los requisitos de carga de cada sección como la carga total.

Hay que determinar la carga para la sección 1 con base en sus parámetros de funcionamiento, es decir, temperatura y presión de entrada, presión de descarga, etc.; luego, la carga para la sección 2 con base en los parámetros de funcionamiento de ella y así sucesivamente. La suma de todos los requisitos de carga por secciones determina la carga total requerida para la adaptación. Se puede determinar la carga total requerida en el punto nominal original en forma similar y obtener la velocidad aproximada de la adaptación con la ecuación (3), igual que antes.

Queda por analizar un importante efecto de un aumento en el requisito de carga; es decir, el efecto de la carga sobre el caballaje requerido. El caballaje es directamente proporcional a la carga politrópica:

$$HPG = \frac{WHP}{33.000\eta_p} \quad (5)$$

Como se verá, un aumento del 20% en la carga politrópica requerida aumentará en 20% la potencia requeri-

Notación

<i>a</i>	Número de impulsores en el rotor original
<i>b</i>	Número de etapas "vacías" en la configuración original
<i>d</i>	Diámetro en la punta del impulsor más grande, in
<i>D</i>	Diámetro interior de la brida de boquilla, in
<i>HPG</i>	Caballaje del gas
<i>H_p</i>	Carga politrópica, ft-lb/lb _m
<i>K</i>	Razón de los calores específicos, adimensional
<i>N</i>	Velocidad de rotación, rpm
<i>n/(n-1)</i>	$[K/(K-1)]\eta_p$
<i>Q</i>	Caudal o gasto, ft ³ /min, basado en condiciones nominales de entrada (presión, temperatura, factor de compresibilidad y peso molecular en la entrada)
<i>r_p</i>	Relación de presiones, $P_{descarga}/P_{entrada}$
<i>R</i>	Constante de los gases, 1 545/peso molecular
<i>T</i>	Temperatura de entrada, °R
<i>u</i>	Velocidad mecánica en la punta, ft/s
<i>V_r</i>	Velocidad real de entrada, ft/s
<i>w</i>	Flujo en peso, lb _m /min
<i>Z</i>	Factor de compresibilidad promedio
<i>η_p</i>	Eficiencia politrópica

da, si la eficiencia permanece constante. Por ejemplo, si se combina un aumento del 20% en el flujo en peso con uno de 20% en la carga politrópica, la potencia requerida aumentará en 44% $(1.20) \times 1.20 = 1.44$ y se debe aumentar a esa cifra un 10% más de caballaje para la sobrecarga. En su caso, también hay que agregar una pérdida de 2% en los engranes.

Factibilidad de adaptación: velocidad

La consideración final es la velocidad de rotación, y hay que satisfacer dos requisitos principales:

1. La velocidad de rotación debe ser lo bastante baja para no sobreesforzar los impulsores.

2. La velocidad de rotación debe quedar dentro de ciertos límites de la primera y segunda velocidades críticas del compresor, como se especifica en la Norma API 617².

El primer requisito se concibe mejor desde el punto de vista de las limitaciones mecánicas de la velocidad en las puntas; ésta se puede determinar con:

$$u = \pi dN/720 \quad (6)$$

Los límites mecánicos de velocidad en las puntas varían según la fabricación, tamaño, material y tipo de construcción del impulsor. Un límite típico podría ser 900 ft/s. Cuando se aplica la “ley de los ventiladores” de la ecuación (3), se debe considerar como límite superior la velocidad de rotación que produzca una velocidad en las puntas de 900 ft/s, en el impulsor de tamaño más grande, siempre y cuando esta velocidad quede dentro de los límites de la Norma API 617².

El ingeniero de proyecto no sabrá el efecto que tendrá la reconstrucción sobre las velocidades críticas del compresor al efectuar el análisis de factibilidad, excepto tal vez si tiene experiencia en ello. Dado que la distancia entre líneas de los centros de los cojinetes y es lija y la mayor parte de las reconstrucciones se pueden hacer sin cambiar cojinetes, se puede suponer en general que no influirán en las velocidades críticas, cuando menos en una primera aproximación.

Problema para ejemplo

Supóngase un compresor centrífugo de “paso recto” para aire seco con las siguientes especificaciones de fábrica: capacidad de entrada = 11 000 PCMS, temperatura de entrada = 90°F, presión nominal de entrada = 14.5 psia, presión nominal de descarga = 55 psia, entrada nominal de potencia = 1 700 hp, velocidad nominal = 8 100 rpm, velocidad continua máxima = 8 500 rpm, primera velocidad crítica = 4 800 rpm, peso molecular nominal = 28.97, $K = C_p/C_v = 1.4$, presión máxima de descarga = 65 psia.

Los demás datos del compresor indican que la segunda velocidad crítica = 10 800 rpm y que el diámetro del impulsor más pequeño es de 22 in. Además, los planos indican que el diámetro de la boquilla de descarga es de 20 in.

Lo que se desea con la adaptación es aumentar la capacidad de entrada a 12 300, PCMS y la presión de des-

carga a 60 psia, sin que cambien las demás condiciones de entrada.

1. Calcúlese la velocidad de entrada, con base en el nuevo caudal de entrada, mediante la ecuación (1):

$$V_r = 3.06 \frac{Q}{D^2} = 3.06 \left[\frac{12\,300}{(20)^2} \right] = 94 \text{ ft/s}$$

Dado que es una velocidad aceptable de entrada, es factible la capacidad propuesta.

2. Dado que no han cambiado las condiciones nominales de entrada, el aumento en el flujo en peso será proporcional al aumento en el caudal y, por tanto, la potencia requerida por el cambio en el caudal aumentará en la misma proporción:

$$\frac{HPG_{\text{adaptación}}}{HPG_{\text{original}}} = \frac{W_{\text{adaptación}}}{W_{\text{original}}} \frac{Q_{\text{adaptación}}}{Q_{\text{original}}} = \frac{12}{11000} \frac{300}{11000} = 1.12$$

$$HPG_{\text{adaptación}} = 1.12 HPG_{\text{original}} = 1.12(1\,700) = 1\,910 \text{ hp}$$

Téngase en cuenta que, hasta este momento, la propulsión deberá producir:

$$(1.1)(1\,910) = 2\,100 \text{ hp}$$

más un 2% adicional de caballaje si se utiliza una unidad de engranes.

3. Dado que la presión máxima de descarga en la placa de especificaciones es 65 psia, no hay que repetir la prueba hidrostática, siempre y cuando el proceso no haga que se sobrepase el valor de 65 psia.

4. Ahora se puede calcular la carga politrópica aproximada para las condiciones originales y en la adaptación con la ecuación (2)

Original:

$$n/(n-1) = [K/(K-1)]\eta_p = [(1.4/1.4-1)](0.76) = 2.66$$

$$H_p = ZRT(n/n-1)[(P_2/P_1)^{(n-1)/n} - 1]$$

$$= (1.0)(1\,545/28.97)(550)(2.66)[(55/14.5)^{1/2.66} - 1]$$

$$= 50\,700$$

Adaptación:

$$H_p = (1.0)(1\,545/28.97)(550)(2.66)[(60/14.5)^{1/2.66} - 1]$$

$$= 55\,000$$

3

La nueva velocidad requerida se puede determinar con la “ley de los ventiladores”, ecuación (3):

$$N_{\text{adaptación}} = N_{\text{original}} \sqrt{HP_{\text{adaptación}}/HP_{\text{original}}}$$

$$= 8\,100 \sqrt{55\,000/50\,700} = 8\,440 \text{ rpm}$$

El diámetro del impulsor más pequeño es de 22 in; por lo tanto, según la ecuación (6):

$$u = \frac{\pi dN}{720} = \frac{(\pi)(22)(8\,440)}{720} = 810 \text{ ft/s}$$

La nueva velocidad de rotación produce una velocidad mecánica satisfactoria en las puntas del impulsor. La norma API indica que la segunda velocidad crítica debe

ser 20% mayor que la máxima de funcionamiento. En el supuesto de que la nueva velocidad de la adaptación o sea la máxima para el nuevo proceso, la segunda velocidad crítica debe ser, cuando menos:

$$(1.2)(8\ 440) = 10\ 130\ \text{rpm}$$

La segunda velocidad crítica de 10 800 rpm es mayor que la requerida; entonces, es factible la velocidad de rotación.

5. Ya se puede determinar el aumento total en el caballaje del gas, el cual será proporcional al aumento en la carga politrópica y al flujo en peso, que en este caso es el caudal:

$$\frac{HPG_{\text{adaptación}}}{HPG_{\text{original}}} = \left(\frac{H_{\text{adaptación}}}{H_{\text{original}}} \right) \left(\frac{Q_{\text{adaptación}}}{Q_{\text{original}}} \right)$$

$$= \left(\frac{55.000}{50.700} \right) \left(\frac{12.300}{11.030} \right) = 1.21$$

$$HPG_{\text{adaptación}} = (1.21)(1\ 700) = 2\ 060\ \text{hp}$$

Por lo tanto, la propulsión debe producir:

$$(1.1)(2\ 060) = 2\ 270\ \text{hp}$$

más un 2% adicional si se utiliza una unidad de engranes.

Dado que la velocidad de entrada, de la presión máxima de funcionamiento y la velocidad de rotación requerida están dentro de límites satisfactorios, es factible la adaptación.

Resumen

Se han analizado las cuatro consideraciones de un análisis de factibilidad de adaptación: 1) capacidad, 2)

caballaje, 3) presión y 4) velocidad. Las boquillas deben ser lo bastante grandes para el paso del flujo requerido o, dicho en otra forma, la capacidad máxima estará limitada por el tamaño de la boquilla de entrada. La propulsión deberá producir el caballaje requerido. La carcasa deberá soportar los niveles de presión, mecánica y aerodinámicamente. La velocidad requerida debe estar dentro de ciertos límites mecánicos y cumplir con los requisitos de velocidad crítica del API. Si el ingeniero de proyecto está convencido de que puede cumplir con esos requisitos, entonces puede hacer con mayor confianza una solicitud de cotización al fabricante.

Referencias

1. Hackel, R. A., and King, R. F., Jr., "Centrifugal Compressor Inlet Piping-A Practical Guide" CAGI 4, No. 2.
2. "API Standard 617 for Centrifugal Compressors and General Refinery Services," American Petroleum Institute, Washington, D.C. 3rd ed., 1973.

El autor



Ronald P. Lapina es ingeniero de aplicaciones en la **Elliot Co. Div.** de Carrier Corp., Jeannette, Pa 15644, cuya **responsabilidad** principal en la reconstrucción de compresores centrífugos. Antes estuvo empleado en Pratt and Whitney Aircraft en West Palm Beach, Fla., en donde intervino en la investigación del enfriamiento de las aspas de turbinas. Tiene licenciatura en ingeniería aeroespacial y maestría en ingeniería mecánica, ambas por la Universidad de Pittsburgh.

Una forma fácil de tomar las temperaturas de compresión

Bill Sisson, Nipak, Inc.

El ingeniero o el operador pueden encontrar con facilidad la temperatura del gas de descarga de un compresor con este nomograma.

Sólo necesita conocer la presión y la temperatura de succión, la presión de descarga y la razón de los calores específicos para el gas.

La ecuación básica para la temperatura de descarga del compresor es:

$$T_2 = T_1(p_2/p_1)^{(n-1)/n}$$

en donde: T_2 = temperatura absoluta de descarga,
°F + 460

T_1 = temperatura absoluta de succión,
°F + 460

P_2 = presión de descarga, psia

P_1 = presión de succión, psia

n = razón del calor específico a presión
constante al calor específico a vo-
lumen constante

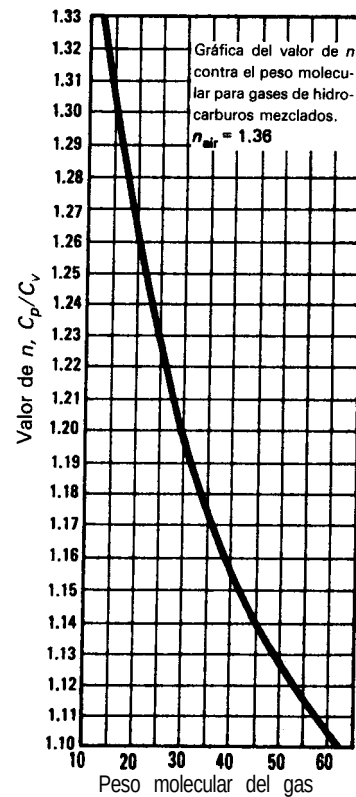
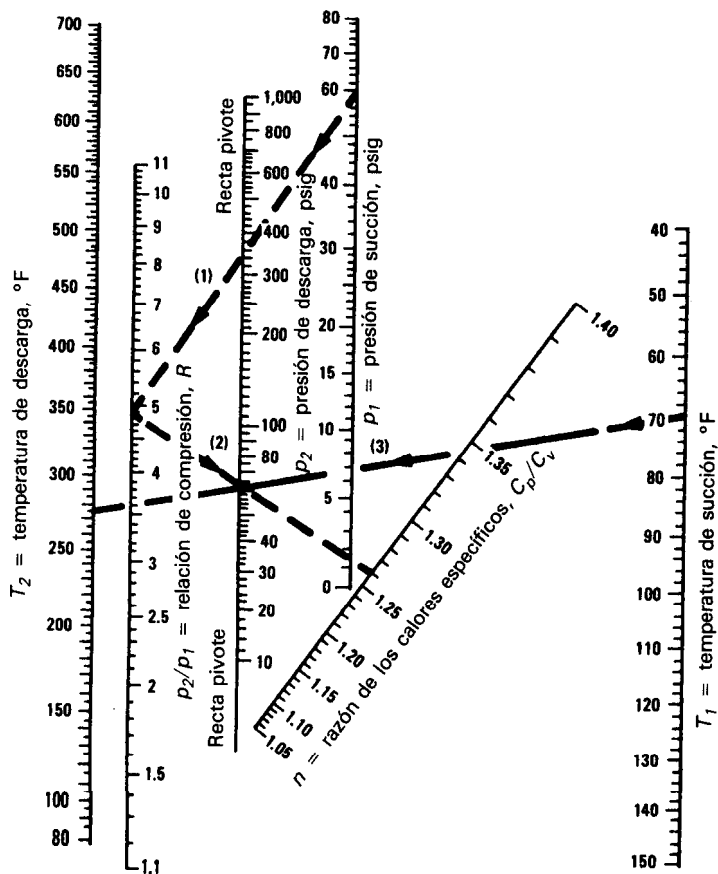
p_2/p_1 = relación de compresión.

La razón de los calores específicos, n , se puede calcular, encontrar en tablas o estimarlo con la gráfica.

Si la presión de succión o descarga del compresor queda fuera del nomograma, éste todavía se puede utilizar mediante el cálculo de la relación de compresión que se toma como punto de partida. Hay que tener en cuenta que los valores absolutos de temperatura y presión de la ecuación se han convertido a °F y psig.

Ejemplo. Se alimenta un compresor con un gas de hidrocarburo, cuyo peso molecular es de 21 a 60 psig y 70°F y se comprime a 350 psig. ¿Cuál es su temperatura de salida del compresor?. Léase $n = 1.26$ en la gráfica del peso molecular contra n . Conéctese 60 psig de la escala P , con 350 de la escala P_2 (nótese que estas presiones son en psig, no en psia, en la escala) y léase la relación de compresión p_2/p_1 , que es de 4.88; conéctese este valor con 1.26 de la escala de n ; obsérvese la intersección en la recta pivote y alinéese esta intersección con 70°F de la escala T_1 para leer 275°F en la escala T_2 .

Nomograma para determinar la temperatura de compresión del gas



Sección III

Control de oscilaciones

Conceptos básicos sobre el control de oscilaciones en compresores
centrífugos

Control mejorado de oscilaciones en compresores centrífugos

Sistemas de control de oscilaciones en turbocompresores

Control de oscilaciones en compresores centrífugos de etapas múltiples

Conceptos básicos sobre el control de oscilaciones en compresores centrífugos

Las oscilaciones son una condición de funcionamiento inestable que ocasiona comportamiento errático del compresor. Se presenta un esquema básico de control de oscilaciones para compresores *centrífugos*, junto con sugerencias para hacer frente a las variaciones en las condiciones de funcionamiento y para operar disposiciones con varios compresores.

W.H. White, The Foxboro Co.

Los compresores, al igual que todo el equipo importante para procesos, se deben controlar con la mayor eficacia posible para tener un funcionamiento eficiente de la planta. Al idear un sistema de control, los diseñadores deben tener en cuenta la forma de evitar una condición de funcionamiento inestable llamada oscilación (*surging* en inglés).

Dicho con sencillez, la oscilación ocurre cuando el caudal del compresor se reduce a un punto tan por abajo de las condiciones de diseño que se tiene funcionamiento errático. Entonces, la función del sistema de control de oscilación es detectar la alteración potencial y compensarla en forma automática, al mantener un flujo en el compresor mayor que el de la condición de oscilación.

Antes de entrar en detalles de la acción del sistema, primero hay que entender el fenómeno de la oscilación desde el punto de vista de las variables del sistema del compresor.

Características de las oscilaciones

En la figura 1 aparece una familia típica de curvas características de un compresor centrífugo de velocidad variable. Las curvas muestran la carga adiabática como función del caudal real de entrada, con una curva característica para cada velocidad de rotación.

Si se supone que el compresor está funcionando en el Punto A de la curva del 100% de velocidad, el flujo de entrada es Q y la carga es L . Si entonces la resistencia de carga externa aumenta en forma gradual y la veloci-

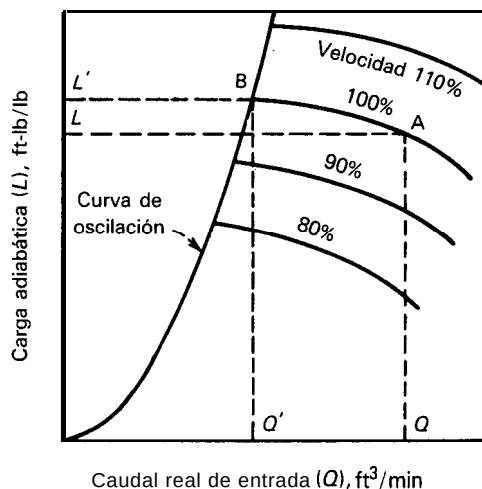
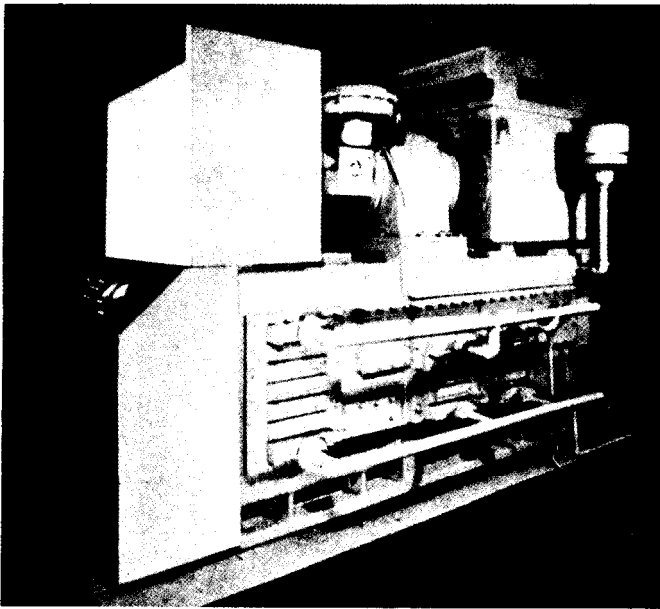


Fig. 1 Curvas características para compresores centrífugos típicos, basadas en la ecuación (3)

dad permanece constante, se reduce el flujo y el punto de funcionamiento se moverá hacia la izquierda, a lo largo de la curva del 100% de velocidad. Cuando llega al Punto B, el flujo se reduce a Q' , y la carga aumenta a L' , que es la máxima carga que puede producir el compresor a esta velocidad.

En este punto la curva característica es casi plana, y el funcionamiento del compresor se vuelve inestable. Es-



to es lo que se llama oscilación y aparece en forma de pulsaciones rápidas en el flujo y la presión de descarga, y ocasiona inversiones de alta frecuencia en el empuje axial sobre el árbol del compresor. En algunos, la oscilación puede tener suficiente severidad como para ocasionar daños mecánicos. Para evitar este peligro, se debe planear un sistema de control para que el compresor no funcione en esa zona inestable.

Teoría básica del control

En todas las bombas y compresores centrífugos la carga producida es proporcional al cuadrado de la velocidad, mientras que el gasto es linealmente proporcional a la velocidad. Estas relaciones se describen con las ecuaciones:

$$Q = CN \quad (1)$$

$$L = CN^2 \quad (2)$$

Al sustituir N , se tiene:

$$L = CQ^2 \quad (3)$$

Esta ecuación se utiliza para calcular la curva parabólica de oscilación que suele suministrar el fabricante.

Dado que no se puede hacer la medición directa de la carga adiabática, se debe encontrar otra cantidad para emplearla en su lugar. La que se relaciona con más facilidad a la carga es la relación o razón de compresión, R_c .

$$R_c = P_2/P_1 \quad (4)$$

La ecuación (5) se utiliza para relacionar la razón de compresión con la carga adiabática:

$$R_c = (1 + Lm\phi/1,545T_1Z_1)^{1/\phi} \quad (5)$$

en donde:

$$\phi = (K - 1)/K$$

Cuando el compresor maneja gas de una sola composición y la temperatura de succión es casi constante, las cantidades m , ϕ , T_1 y Z_1 son constantes y la ecuación (5) se reduce a:

$$R_c = (1 + CL)^{1/K} \quad (6)$$

Aunque la ecuación (6) indica que la relación entre R_c y L no es lineal; cuando se traza esta ecuación para los gases más comunes, como aire, gas natural, etc., las curvas se acercan a la recta dentro de los límites normales de funcionamiento. Entonces la cantidad $(R_c - 1)$ puede sustituir a L , sin producir deformación importante en las curvas de oscilación.

La ecuación (3) indica que la relación entre la carga adiabática y Q^2 es lineal. La figura 2 es una gráfica de L , y los valores correspondientes de $(R_c - 1)$ contra Q^2 para el mismo intervalo de cargas con gas natural, con el fin de mostrar la magnitud del error introducido al sustituir L por $(R_c - 1)$ en la ecuación (3). Con cargas más elevadas, aumenta este error y se puede requerir un ajuste en el sistema para corregirlo; pero, en la mayor parte de los casos, el error es pequeño y se puede pasar por alto.

Esto permite escribir la ecuación:

$$R_c - 1 = CQ^2 \quad (7)$$

La presión diferencial a través del compresor es:

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (8)$$

De la ecuación (4): $P_2 = P_1 R_c$

Notación

C	Constante (no necesariamente la misma en todas las ecuaciones)
h	Presión diferencial a través del medidor primario de flujo, in de agua.
K	Razón de los calores específicos
L	Carga adiabática, ft-lb/lb
m	Peso molecular
N	Velocidad del compresor, rpm
P	Presión, psia
Q	Caudal real de entrada, ft ³ /min
R_c	Relación (razón) de compresión
T	Temperatura absoluta, °R
V	Volumen específico, ft ³ /lb
W	Gasto de masa, lb/min
Z	Factor de supercompresibilidad

Letras griegas

Δ	Diferencial
ϕ	Razón de $(K - 1)$ a K

Subíndices

D	De diseño
1	Succión
2	Descarga

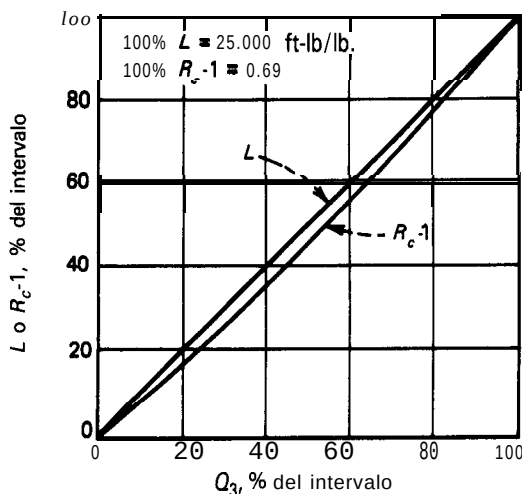


Fig. 2 El error resultante de reemplazar la carga adiabática por el factor de relación de compresión es insignificante

Entonces: $AP = P_1 R_c - P$,

$$AP = P_1 (R_c - 1) \quad (9)$$

$$R_c - 1 = \Delta P / P_1 \quad (10)$$

Al sustituir la ecuación (10) en la ecuación (7) se tiene:

$$\Delta P / P_1 = C Q^2 \quad (11)$$

Para medir Q , se debe tener un aparato primario, que puede ser un orificio o un tubo Venturi, en el tubo de succión del compresor. Si h representa la presión diferencial en este aparato primario, en pulgadas de agua, se puede calcular el gasto o caudal, W , al compresor, con la ecuación

$$W = C \sqrt{h P_1 / T_1} \quad (12)$$

$$V = C (T_1 / P_1) \quad (13)$$

$$Q = W V \quad (14)$$

Al sustituir las ecuaciones (12) y (13) en la (14), se tiene:

$$Q = C \sqrt{h P_1 / T_1} \times T_1 / P_1$$

$$Q = C \sqrt{h T_1 / P_1} \quad (15)$$

Si, igual que antes, se supone que la temperatura es constante, entonces:

$$Q = C \sqrt{h / P_1}$$

$$Q^2 = C h / P_1 \quad (16)$$

Al sustituir la ecuación (16) en la (11), se tiene:

$$\Delta P / P_1 = C (h / P_1)$$

$$AP = Ch \quad (17)$$

La ecuación (17) se utiliza para calcular la curva de oscilación, que será la ecuación básica para el diseño, y verificar dos aspectos importantes:

1. Hay una relación lineal entre AP y h (Fig. 3) y
2. La curva de oscilación no se altera con las variaciones en la presión de succión P_1 .

En la figura 3 se presenta también la línea de control, desplazada hacia la derecha de la curva de oscilación. Al mover la línea de control a la derecha, se reduce la posibilidad de llegar a condiciones de oscilación en el caso de que una disminución rápida en el flujo ocasione un rebase excesivo a la izquierda de la línea de control. Pero si se coloca la línea de control demasiado lejos hacia la derecha, habrá derivación innecesaria del gas y se desperdiciará energía.

En consecuencia, la ubicación de la línea de control representa un arreglo basado en las condiciones reales de funcionamiento de cada sistema. Como regla general, la línea de control está desplazada alrededor de un 10% del flujo o un 20% de la presión diferencial. Pero, hay casos en que el compresor debe funcionar cerca de la curva de oscilación, y es necesario reducir este margen.

Efecto de los cambios de temperatura

En la obtención de la ecuación (17), se supuso que la temperatura de entrada al compresor era constante. Como no siempre ocurre así en la práctica, hay que investigar el efecto de los cambios en esta variable, en el comportamiento del sistema de control.

Para determinar el cambio en AP como resultado del cambio de T_1 , se empieza con la ecuación (5), que expresa la relación entre la razón de compresión (R_c) y la temperatura. Si se supone que la carga y la composición del gas son constantes, los factores L , m y ϕ de la ecuación serán constantes. La temperatura puede influir en cierto grado en el factor Z ; pero, para esta parte del análisis, se considerará constante.

La ecuación (5) se reduce a:

$$R_c = (1 + C / T_1)^{1/\phi} \quad (18)$$

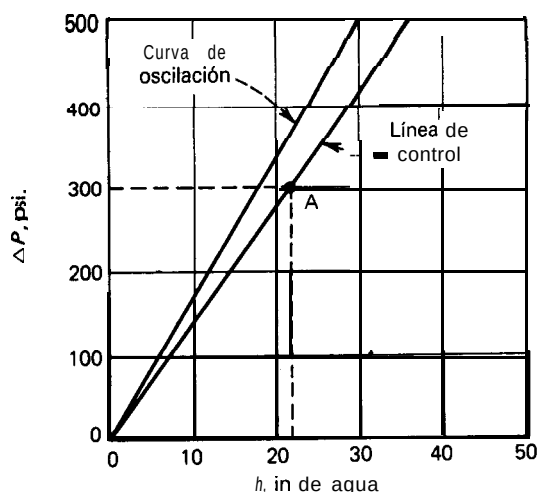


Fig. 3 La línea de control suele estar desplazada alrededor de 10% de Q o 20% de AP , desde la curva de oscilación

En la figura 4 aparece una gráfica de esta ecuación para dos gases: aire y gas natural, que tienen pesos moleculares y razones de los calores específicos muy diferentes. Las curvas muestran la magnitud del cambio en la razón de compresión con un cambio de 120°F en la temperatura de entrada de un compresor que produce una carga de 40 000 ft-lb/lb.

En la ecuación (9), en que $AP = P$, ($R_c - 1$), es evidente que, para cualquier valor particular de la presión de succión, P_1 , AP variará en razón directa con $R_c - 1$, y la forma de las curvas para AP contra T_1 es la misma que las de R_c contra T_1 .

Ahora se considerará el efecto de los cambios en la presión diferencial a través del orificio, h , como resultado de las variaciones en la temperatura de succión. A partir de la ecuación (15),

$$\begin{aligned} Q &= C \sqrt{hT_1/P_1} \\ Q^2 &= C(hT_1/P_1) \\ h &= C(Q^2 P_1/T_1) \end{aligned} \quad (19)$$

Entonces, para valores específicos de Q y de P_1 :

$$h = C/T_1 \quad (20)$$

Las curvas de la figura 4 también indican que tanto AP como h varían en razón inversa a la temperatura absoluta T_1 de entrada. Si estos efectos de la temperatura fueran idénticos, ambos lados de la ecuación (17) tendrían un cambio igual, y el sistema sería autocompensador. Sin embargo, no ocurre así, pues aunque ambas variables cambien en el mismo sentido, las magnitudes son diferentes, con el resultado de que hay un desplazamiento en la pendiente de la curva de oscilación.

En la mayor parte de los casos, este problema se puede resolver con sólo colocar la línea de control a la derecha de la curva de oscilación para la temperatura más alta y aceptar el hecho de que cuando hay temperaturas mínimas, se puede derivar o desviar el gas sin necesidad.

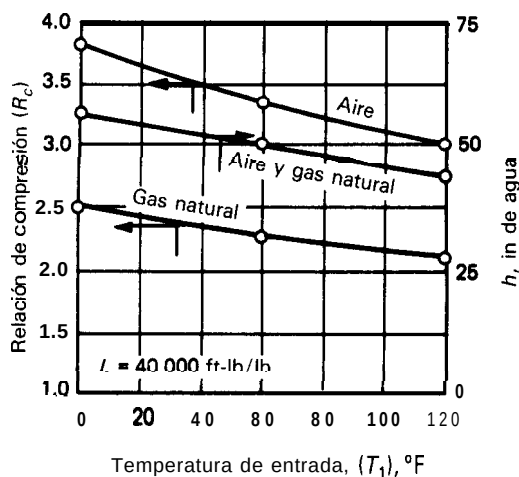


Fig. 4 Las curvas de t_2 , y de h varían inversamente con la temperatura de entrada del gas

Si las variaciones en la temperatura son demasiado grandes o si el compresor debe funcionar cerca de la curva de oscilación, será necesario incluir compensación de temperatura en el sistema de control; más adelante se describen los instrumentos necesarios.

Cambios en el peso molecular

En casi todos los procesos cada compresor maneja el mismo gas todo el tiempo. Los ejemplos típicos son compresores para aire, para refrigerante y para gasoductos de gas natural. Pero, en ciertas aplicaciones, es posible que el compresor tenga que manejar gases de diferentes composiciones.

Dado que una variación en la composición casi siempre ocasiona un cambio en el peso molecular, es importante determinar el efecto de este cambio en la curva de oscilación. Dado que esta curva se traza con AP contra h , hay que determinar cómo se altera cada una de estas variables.

Con referencia de nuevo a la ecuación (5):

$$R_c = (1 + Lm\phi/1,545 T_1 Z_1)^{1/\phi}$$

para valores fijos de L , T_1 y Z_1 , esta ecuación se reduce a:

$$R_c = (1 + Cm\phi)^{1/\phi} \quad (21)$$

Esta ecuación indica que, al igual que para la temperatura, hay una relación no lineal entre el peso molecular m y la presión diferencial AP a través del compresor. Esto se complica, además, porque un cambio en el peso molecular va acompañado por un cambio en la razón K de los calores específicos y, en consecuencia, en el factor ϕ .

Cuando se manejan hidrocarburos saturados ligeros, como metano, etano y propano y mezclas de los mismos, hay una relación definida entre m y K (Fig. 5). Esto permite calcular con exactitud el cambio en R_c y en AP para un cambio dado en m .

Sin embargo, en algunos procesos el compresor podría manejar dos o más gases, sin que haya correlación entre m y K . Un ejemplo sería un compresor para metano que se utiliza cada cierto tiempo para purgar el sistema con nitrógeno. En estas condiciones, hay que hacer el cálculo individual de R_c y de AP , para determinar la magnitud y sentido del cambio.

Para calcular el efecto del cambio en m sobre el valor de h , se debe incluir m en la ecuación (15), que se convierte en:

$$Q = C \sqrt{hT_1/P_1 m} \quad (22)$$

$$h = C Q^2 P_1 m / T_1 \quad (23)$$

Entonces, para valores específicos de Q , P_1 y T_1 ,

$$h = Cm \quad (24)$$

Al comparar las ecuaciones (21) y (24), se aprecia que el sistema no será exactamente autocompensador con respecto a los cambios en el peso molecular. Con hidro-

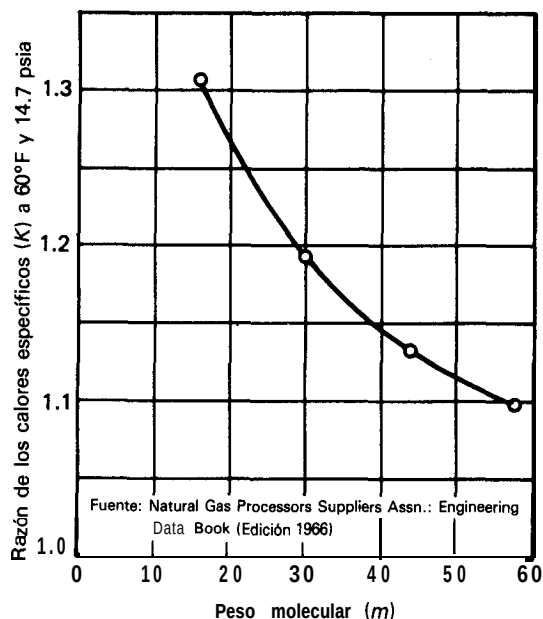


Fig. 5 Hay una relación definida entre el peso molecular y la razón de los calores específicos en los hidrocarburos más ligeros

carburos ligeros, los cambios en m producen cambios en el mismo sentido, pero de diferentes magnitudes, en ΔP y en h . En la figura 6 se ilustra cómo se desplaza la línea de oscilación en su pendiente cuando m cambia de 16 a 20.

Empero, no es posible hacer generalizaciones respecto del efecto global de los cambios en el peso molecular, debido a la influencia del factor de razón de los calores específicos. Como se mencionó, cuando el mismo compresor maneja dos o más gases que no tienen relación

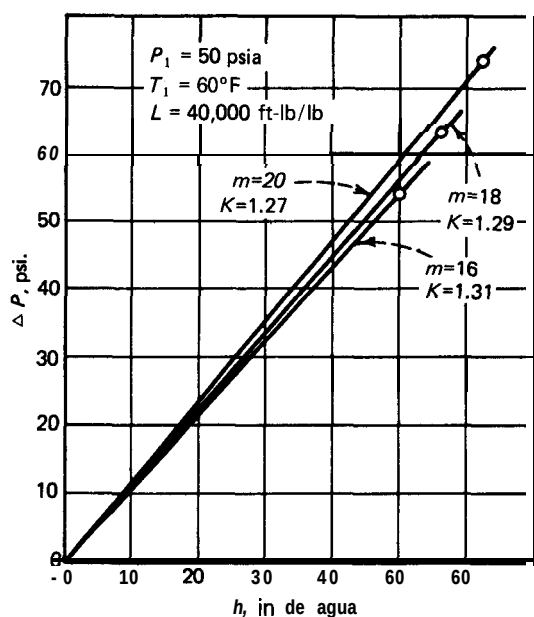


Fig. 6 El aumento en m desplaza la curva de oscilación hacia la izquierda

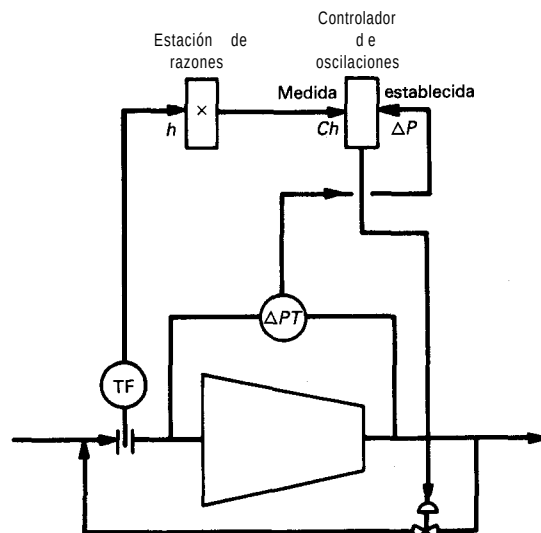


Fig. 7 Sistema básico de control de oscilaciones

entre sí, hay que calcular la pendiente de la línea de oscilación para cada condición, y si hay una divergencia demasiado grande que no se pueda abarcar con una sola línea de control, hay que incluir el ajuste de la pendiente según se requiera; el cual suele ser manual.

Instrumentos

En la figura 7 se ilustran los instrumentos requeridos para utilizar la ecuación (17), que pueden ser neumáticos o electrónicos. La presión diferencial (ΔP) se mide con un transmisor de presión diferencial de límites altos el cual envía una señal de salida que se convierte en señal de medición pero el controlador de oscilaciones. El transmisor de flujo está conectado a través de un dispositivo primario, como un orificio o un Venturi en el tubo de succión del compresor, y su señal de salida h alimenta a una estación de razones, en donde se multiplica por la constante C y se convierte en el punto de referencia del controlador de oscilaciones.

El controlador de oscilación debe tener, además de las funciones proporcional y de reposición, una función antirresaca, conocida a veces como característica "dosificadora".

Para entender la necesidad de una característica "dosificadora" consúltese la figura 8. En condiciones normales, el compresor funciona en una zona a cierta distancia de la línea de control. Esto da por resultado un desplazamiento entre la medición y el punto de referencia del controlador. En un controlador estándar proporcional más reposición esto hace que la señal de salida acabe en su límite alto o bajo.

En esta condición, la banda proporcional y el punto de funcionamiento estarán en lados opuestos del punto de referencia o línea de control y no se obtendrá acción de control hasta que el punto de funcionamiento medido llegue a la línea de control. Si la medición se aproxima a la línea de control con rapidez, la rebasará antes de que el controlador pueda desarrollarse y el compresor puede tener oscilación.

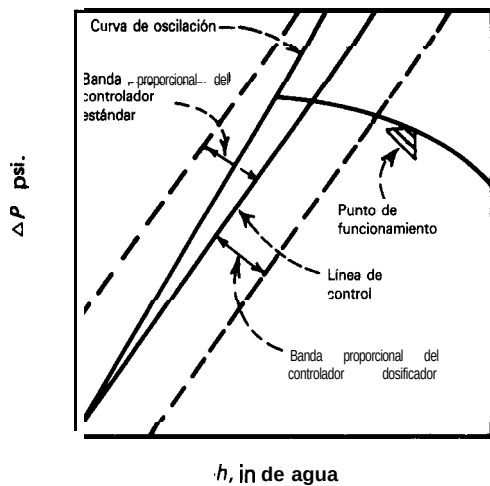


Fig. 8 El controlador "dosificador" da protección contra finalización

La función antifinalización o "dosificadora" se dispone de modo que cuando la salida del controlador llega a su límite, la carga de reposición se ajusta para desplazar la banda proporcional hacia el mismo lado de la línea de control en que está la medición (Fig. 8). Entonces, si la medición se aproxima con rapidez a la línea de control, entra en la banda proporcional y se inicia la acción de control antes de que llegue a la línea de control; con esto se reduce o elimina el rebase. Si el cambio en la medición es lento, es decir no más rápido que la rapidez de reposición el controlador funcionará como instrumento estándar.

Límites de operación de los instrumentos

El sistema básico de control de oscilación (Fig. 7) incluye dos transmisores de presión diferencial: uno que mide la presión diferencial, h , a través del dispositivo primario de flujo y el otro la presión diferencial, AP , a través del compresor.

Si la medición del flujo se utiliza sólo para control de oscilaciones, el dispositivo primario se puede diseñar para condiciones óptimas; el diseño preferido para flujo máximo es alrededor de un 25 % a un 30 % por arriba del caudal máximo indicado por la curva de oscilación. Para hacer que la pérdida de presión sea lo más baja posible, la presión diferencial máxima, h , deberá ser la más baja que resulte práctica.

Si se utiliza la medición del flujo en el funcionamiento normal del compresor, es probable que el dispositivo primario se diseñe para un flujo máximo mucho más alto. Como resultado, el valor de h en la línea de oscilación será un porcentaje mucho menor de la escala completa y puede requerir un ajuste indeseablemente alto en la estación de razones. En estas circunstancias, es mejor instalar un segundo transmisor con límites más bajos para utilizarlo sólo con el sistema contra oscilaciones.

Los cálculos requeridos para establecer los límites del transmisor AP dependen de las variables utilizadas por el fabricante del compresor para trazar la curva de osci-

lación. Cuando se traza la curva con la presión de descarga contra el flujo, para una presión dada de succión, una simple sustracción produce la AP máxima en la oscilación.

Si se traza la curva de oscilación con el empleo de la relación de compresión contra el flujo, puede obtenerse el valor máximo de AP con la ecuación (9). Sin embargo, si el fabricante ha utilizado la carga adiabática contra el flujo para trazar la curva de oscilación, los cálculos se complican un poco, y es necesario utilizar la ecuación (5) para calcular la relación de compresión y, después, la AP con la ecuación (9).

Una vez determinada la AP máxima, se deben establecer los límites del transmisor en intervalo razonable por encima de este valor, por ejemplo, del 20 al 25%.

Para trazar la curva de oscilación en la forma indicada en la figura 3, que se expresa con la ecuación (17), se deben seleccionar alrededor de cuatro puntos de la curva de oscilación del fabricante y calcular los valores correspondientes de AP y de h .

Los valores de AP se pueden calcular en la misma forma que los límites del transmisor de AP . Para calcular los valores correspondientes de h , se utiliza la ecuación (15):

$$Q = C \sqrt{h T_1 / P_1} \\ h = C Q^2 P_1 / T_1 \quad (25)$$

Si se utiliza el subíndice D con el fin de indicar las condiciones de diseño para el dispositivo primario de flujo, la ecuación de flujo de escala completa es:

$$h_D = C Q_D^2 P_D / T_D \quad (26)$$

y al dividir la ecuación (25) entre la ecuación (26), se obtiene:

$$h = (h_D) Q^2 P_1 T_D / Q_D^2 P_D T_1 \quad (27)$$

Si la presión y temperatura de flujo son las mismas que en las condiciones de diseño, la ecuación (27) se reduce a:

$$h = h_D (Q/Q_D)^2 \quad (28)$$

Los puntos trazados con el empleo de AP y h , por lo general quedarán muy cerca de una recta. La línea de control de la figura 3 se ubica agregando de un 5 a un 10 % a los valores de flujo y calculando los valores correspondientes de h . Esto proporciona el margen de seguridad necesario para mantener el compresor fuera de la zona de oscilación.

Algunos compresores con relaciones de compresión muy elevadas, tienen curvas parabólicas de oscilación en el extremo inferior, que se enderezan e incluso desvían a la derecha en el extremo superior. Estas curvas, cuando se vuelven a trazar como AP contra h , es obvio que no producirán una recta. Sin embargo, casi siempre se puede trazar una línea de control que ofrezca protección adecuada dentro de los límites de funcionamiento normal del compresor. Si esta línea de control no pasa por el origen, es necesario agregar polarización entre la estación de razones y el controlador.

Ajuste de las razones

Con la línea de control establecida como se ilustra en la figura 3, la pendiente de la recta (factor C de la ecuación 17) representa el ajuste de la estación de razones. Al despejar C en la ecuación (17) se obtiene:

$$C = \Delta P/h$$

Al calcular C , los valores de ΔP y de h se deben expresar en términos del porcentaje de la escala completa de sus respectivos transmisores; en seguida aparece un ejemplo de este cálculo. Si se supone, como se ilustra en la figura 3, que los transmisores tienen los siguientes intervalos:

$$\Delta P = 0-500 \text{ psi.}$$

$$h = 0-50 \text{ in de agua}$$

y si se selecciona un punto arbitrario, A , de la línea de control, donde:

$$\Delta P = 300 \text{ psi.}$$

$$h = 22 \text{ in de agua}$$

entonces: $\Delta P = (300/500) 100 = 60\%$

y $h = (22/50) 100 = 44\%$

Con el empleo de estos valores en la ecuación (29), se obtiene:

$$C = 60/44 = 1.36$$

y la ecuación se convierte en:

$$\Delta P = 1.36h$$

Compensación automática de temperatura

Como se mencionó, la pendiente de la curva de oscilación cambia cuando varía la temperatura de entrada al compresor, y cuando estas variaciones son grandes y frecuentes, y cuando el compresor debe funcionar cerca de la curva de oscilación, es aconsejable incluir compensación automática de la temperatura en el sistema de control de oscilaciones.

Para ello se sustituye la estación de razones de ajuste manual (Fig. 7) por una computadora analógica divisora (Fig. 9). Si se utiliza la escala correcta en la computadora, se puede resolver la ecuación:

$$\Delta P = Ch/T_1 \quad (30)$$

Esta ecuación indica que la corrección de temperatura es inversamente proporcional a la primera potencia de la temperatura absoluta. Aunque en teoría esto no es absolutamente preciso, el error introducido por esta suposición es insignificante.

Cuando los cambios más grandes en la temperatura ocurren durante periodos largos de tiempo, por ejemplo, una estación del año, los cambios en la pendiente de la línea de control se pueden hacer a mano para que el sistema sea lo más sencillo posible (Fig. 7).

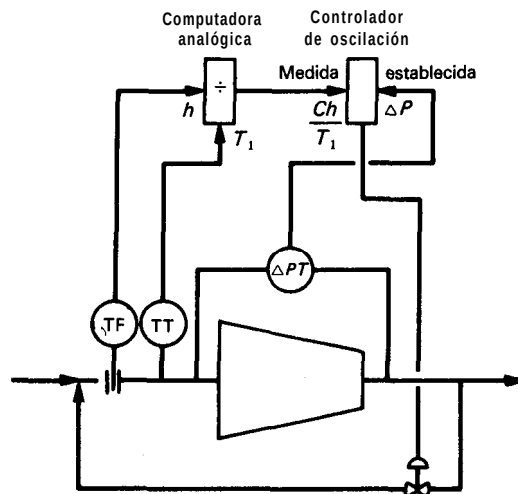


Fig. 9 El sistema de control para compensación automática de temperatura tiene una computadora analógica divisora

Aspas de guía de entrada

Los compresores centrífugos y axiales de velocidad constante suelen estar equipados con aspas de guía de entrada ajustables, a fin de controlar el flujo de salida. Además, el compresor axial puede tener aspas del estator ajustables. Al mover estas aspas, además de influir en la salida del compresor, también se cambia la pendiente de la curva de oscilación. En otras palabras, hay una línea de oscilación para cada posición de las aspas, al igual que para cada temperatura de entrada.

Dado que la magnitud de este cambio en la pendiente de la línea de oscilación es diferente para cada diseño del compresor, no se puede expresar con facilidad en forma matemática. Sin embargo, suele ser cierto que, al mover las aspas en sentido contrario a la rotación, se reducirá la pendiente de la línea de oscilación; es decir, se mueve ésta hacia la derecha. También suele ser cierto que el cambio en la pendiente no es una función lineal de la posición de las aspas.

Este problema tiene varias soluciones. Si el cambio en la pendiente es razonablemente pequeño, puede ser posible utilizar la línea de oscilación para la posición máxima en sentido contrario a la rotación de las aspas y establecer la línea de control en consecuencia (Fig. 3). Con esto, la línea de control queda dentro del lado seguro de la línea de oscilación para todas las posiciones de las aspas; pero, también aporta un margen de seguridad innecesariamente amplio cuando se mueven las aspas en el sentido de prerrotación. Esto podría ocasionar la derivación del gas en un momento en que no se requiere. Hay que ponderar este inconveniente contra la ventaja del empleo del sencillo sistema de control de la figura 7.

Cuando las aspas se colocan en posición desde una estación manual y tal posición no se cambia con frecuencia, puede ser satisfactorio utilizar el sistema básico de control y hacer el ajuste manual de la estación de razones. Para ello se puede suministrar al operador una ta-

bla que indique el ajuste correcto de la razón para cada posición de las aspas.

Cuando los cambios frecuentes en la posición de las aspas producen variaciones grandes en la pendiente de la línea de oscilación, por ejemplo, cuando las acciona un controlador, suele ser deseable hacer cambios automáticos en el ajuste de la razón. Se puede utilizar un sistema similar al de compensación automática de la temperatura (Fig. 9). La señal del controlador al accionador de las aspas es una medición de la posición de éstas y se puede alimentar a la computadora analógica, en lugar de la medición de temperatura, para modificar el ajuste de la razón. Este sistema produce una relación lineal entre el ajuste de la razón y la posición de las aspas que no es precisamente correcta, pero el error introducido suele ser muy pequeño y se puede pasar por alto.

Medición de flujo en el tubo de descarga

En el sistema de control contra oscilaciones basado en la ecuación (17) se utiliza un medidor primario de flujo en el tubo de succión del compresor. Este sistema ofrece la gran ventaja de que es autocompensador respecto a los cambios en la presión de succión y, al menos en forma parcial, respecto a las variaciones en la temperatura de succión. Estos beneficios no se logran cuando el medidor de flujo está colocado en el tubo de descarga.

En algunas instalaciones, debido a la configuración o tamaño de las tuberías, no es factible colocar el medidor primario en el tubo de succión. Esto puede ocurrir también cuando el compresor funciona con una presión de succión muy baja y no se puede permitir ninguna caída adicional de presión en la tubería. Quizá sea posible resolver el problema con el empleo del oro de admisión del compresor como si fuera orificio de medición. Sin embargo, primero hay que determinar que la medición sea aplicable, es decir, libre de ruido, repetible y representativa. También requiere calibración individual.

Si no se puede hacer así, hay que instalar el medidor primario en el tubo de descarga y hacer los cambios correspondientes en el sistema de control de oscilaciones. Esta modificación consiste en agregar computadoras analógicas para calcular el valor de h y emplearlo en la ecuación (17). Los instrumentos para este cálculo se ilustran en forma esquemática en la figura 10.

En condiciones de estado estacionario, el flujo en peso (en lb/min o en pcme) son los mismos en la succión que en la descarga, es decir:

$$W_1 = W_2 \quad (31)$$

Con el empleo de la ecuación (12), para sustituir a W , se tiene

$$C_1 \sqrt{h_1 P_1 / T_1} = C_2 \sqrt{h_2 P_2 / T_2}$$

Si los medidores primarios están diseñados para los mismos valores máximos de flujo en peso y si se hace que:

$$\begin{aligned} \sqrt{h_1 P_1 / T_1} &= \sqrt{h_2 P_2 / T_2} \\ \text{entonces: } h_1 &= h_2 (P_2 T_1 / P_1 T_2) \end{aligned} \quad (32)$$

Con estos valores máximos relativos de h_1 y h_2 , es válida la misma relación en cualquier punto de la escala, y se puede utilizar la ecuación (32) para calcular h_1 en todas las condiciones. Se pueden trazar la curva de oscilación y la línea de control en la forma convencional; y el ajuste de la estación de razones se puede calcular como se describió.

Aunque la temperatura de entrada puede tener variaciones considerables, la relación T_2/T_1 será casi constante en algunas aplicaciones del compresor; pero, recuérdese que son temperaturas absolutas.

Si se supone que la relación de temperaturas es constante, la ecuación (32) se reduce a:

$$h_1 = Ch, \quad P_2/P_1 \quad (33)$$

Esto simplifica mucho el sistema de control porque se pueden eliminar los transmisores de temperatura, así como dos computadoras analógicas: la que divide T_2 entre T_1 y la que multiplica la relación de temperaturas por la relación de presiones.

Cuando el compresor funciona a velocidad constante, se pueden simplificar más todavía los instrumentos. En estas condiciones, la relación de compresión es constante en el punto de oscilación, y la ecuación (33) se convierte en:

$$h_1 = Ch, \quad (34)$$

Esto permite eliminar otras dos computadoras analógicas en el sistema de la figura 10 y utilizar el sistema básico normal de control, al reemplazar h_1 con el valor corregido de h_2 .

Compresores en serie

Cuando se conectan dos o más compresores en serie, el empleo del sistema de control de la figura 7 en cada compresor dará máxima protección contra las oscilaciones. Por supuesto, se requiere una válvula de control de recirculación en cada compresor.

En algunos diseños se impulsan dos compresores en serie con el mismo motor primario y, en consecuencia, funcionan a la misma velocidad. A veces se los considera como una sola unidad; el fabricante puede suministrar una curva de oscilación para el conjunto, y la instalación suele incluir una sola válvula de control de recirculación. Se utiliza el sistema de la figura 7 para el control de oscilaciones.

Cuando los compresores tienen propulsión independiente de velocidad variable, pero una sola válvula de control de recirculación, las oscilaciones se controlan con el sistema neumático de la figura 11. Cada compresor tiene su estación de razones y controlador, pero están combinados en un sistema autoselector para permitir que cualquiera de los controladores accione la válvula común de recirculación, según se requiera.

Si, en ocasiones, sólo va a trabajar un compresor, las válvulas de tres vías en los tubos de salida del controlador se instalan de modo que aseguren un suministro positivo de aire al relevador selector del controlador que

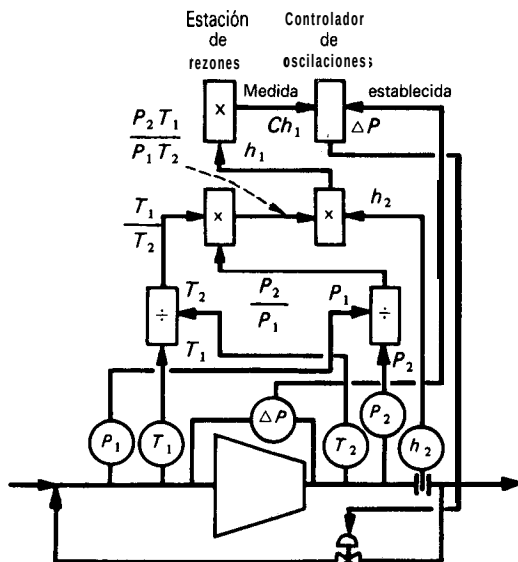


Fig. 10 Diagrama de instrumentos requeridos cuando el medidor primario de flujo está en el tubo de descarga del compresor centrífugo

está funcionando. Si ambos compresores funcionarán al mismo tiempo, se pueden eliminar por completo las válvulas de tres vías.

Compresores en paralelo

Cuando se operan compresores centrífugos en paralelo, siempre existe el problema de la división correcta de la carga. La solución es mucho más difícil cuando los

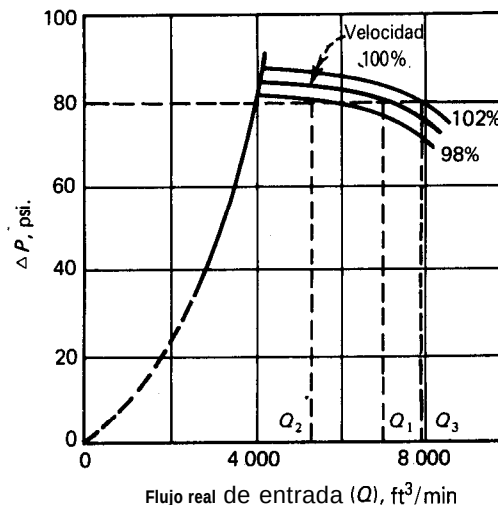


Fig. 12 La distribución de carga en compresores en paralelo puede tener serias alteraciones si funcionan a diferentes velocidades

compresores tienen características diferentes. Pero, aunque las características sean idénticas, se debe instalar algún medio para obtener la distribución deseada de la carga; este control no se describe, excepto en lo que se relaciona con el sistema de control de oscilaciones.

En la figura 12 se ilustra el efecto de un control inadecuado. Con una presión diferencial de 80 psi, y ambos compresores al 100% de velocidad, la carga se divide por igual, y el flujo en cada uno es Q_1 .

Sin embargo, si por alguna razón, como reguladores de diferentes características, un compresor funciona sólo al 98% de la velocidad y el otro al 102%, los flujos respectivos serán Q_2 y Q_3 . Si la diferencia en velocidades es grande, el flujo en uno de ellos se reducirá al grado de ocasionar oscilaciones.

En la figura 12 se puede ver que cuanto más planas sean las curvas características, más difícil se vuelve el problema. Por ello, los compresores centrífugos requieren métodos más precisos de distribución de carga que los de flujo axial, que tienen curvas mucho más pronunciadas. Esta susceptibilidad a las oscilaciones exige aún más protección positiva para los compresores centrífugos cuando trabajan en paralelo.

El sistema de control de la figura 13a permite máxima flexibilidad de operación con mínima vigilancia. Consta del sistema estándar de control de oscilaciones para cada compresor, que lo protege por completo en todo momento, ya sea que funcione solo o junto con otro. También es posible poner en marcha un compresor con el controlador de oscilaciones en el modo automático mientras funciona el otro compresor. Conforme el compresor que acaba de arrancar se acerca a su velocidad de funcionamiento, el controlador de oscilaciones mantiene abierta la válvula de recirculación lo preciso para que el compresor trabaje a lo largo de la línea de control y no tenga oscilaciones. Este sistema se puede emplear con cualquier número de compresores.

En la figura 13b se ilustra un sistema alternativo de control de oscilaciones que requiere menos equipo. Tiene

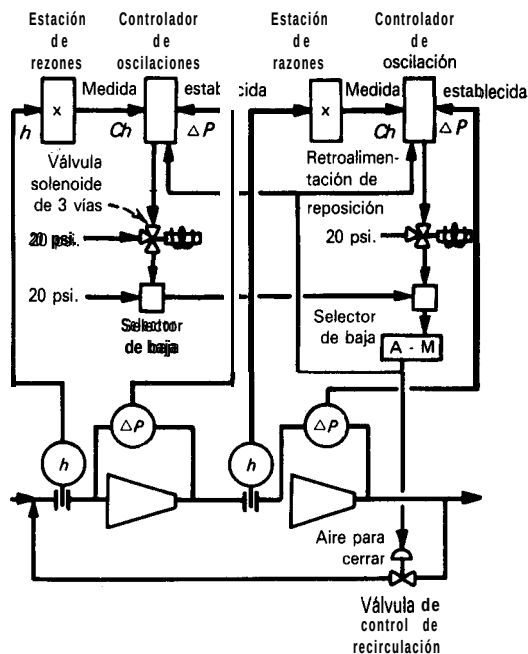


Fig. 11 Sistema para controlar compresores en serie

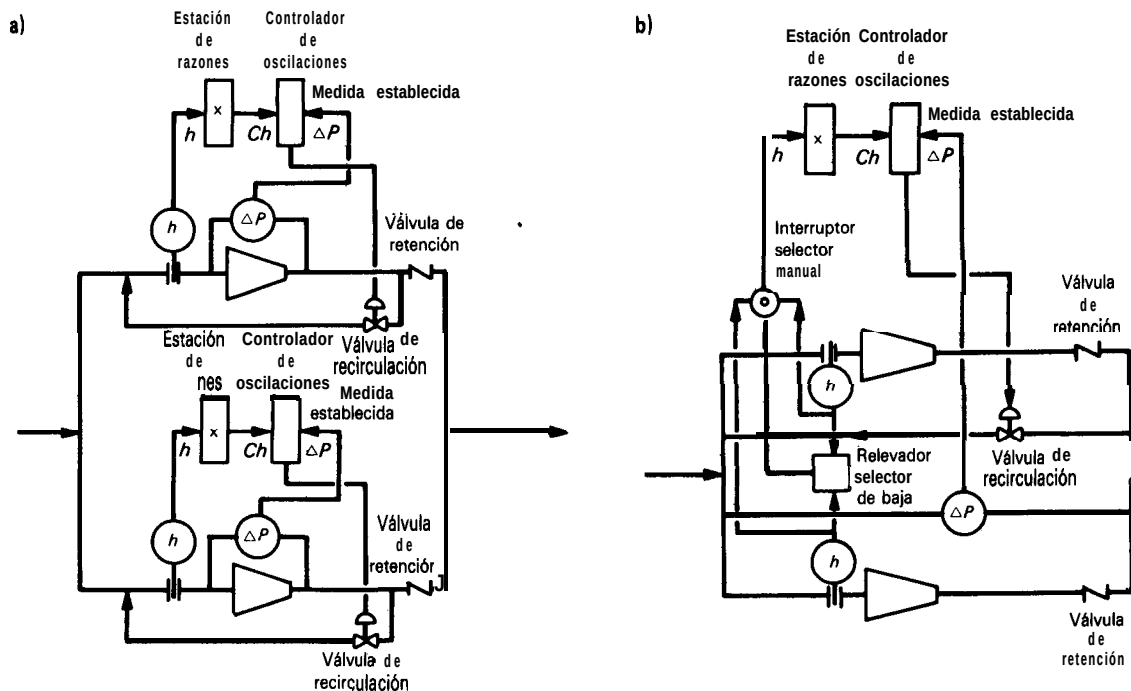


Fig. 13 Sistemas alternos de control para compresores centrífugos que funcionan en paralelo

sólo una estación de razones y controlador, un transmisor de ΔP y una sola válvula de control de recirculación. Cuando funcionan ambos compresores, el relevador selector de baja selecciona la señal inferior de flujo y la envía a la estación de razones. Si funciona uno solo, su señal de flujo se conecta a la estación de razones con un interruptor selector manual. Esta selección, si se desea, puede ser automática mediante una lógica de relevadores.

Los ahorros en costos con el uso de este sistema, requieren ciertos gastos adicionales. Por ejemplo, cada compresor debe tener una válvula manual para recirculación para el arranque. Cuando funciona un compresor, no se puede utilizar esa válvula para arrancar el segundo, por lo cual esa operación es manual y sin protección automática contra oscilaciones.

El autor



M.H. White se jubiló después de más de 20 años de servicio en The Foxboro Co. como consultor de la industria del petróleo y el gas. Es especialista en proyecto de instrumentos para oleoductos y refinerías y tiene título en ingeniería eléctrica por la University of Maryland. Antes de trabajar en Foxboro, laboró en Atlantic Refining Co.

Participó en la formación de la Instrument Society of America, y fue presidente del comité organizador y consejero. También es miembro del American Petroleum Institute y de la Petroleum Electrical Supply Assn.

Control mejorado de oscilaciones en compresores centrífugos

Las oscilaciones pueden ocurrir sin que las detecten los sistemas convencionales de control, reducir la eficiencia del compresor y del proceso y dañar el compresor. La recirculación o la purga del exceso de flujo puede ayudar a evitar algunas oscilaciones, pero los costos de energía son muy altos. Se describe un sistema de control para las oscilaciones, sin altos costos de energía.

Naum Staroselsky y Lawrence Ladin, Compressor Controls Corp.

El funcionamiento de un compresor centrífugo se puede volver inestable debido a los cambios en muchas condiciones, como caudal, presión y peso molecular del gas, que ocasionan pulsaciones rápidas en el flujo llamadas oscilaciones (surge en inglés). Ningún sistema está exento de alteraciones súbitas en un momento u otro.

Se han hecho pruebas de oscilaciones en compresores para aire, para gas, centrífugos y axiales, a presiones bajas y altas. Variaron la amplitud de la caída en el flujo y la frecuencia de los ciclos de oscilaciones. Sin embargo, hay ciertos resultados comunes: el cambio en la presión es menor que el cambio en el flujo en todos los casos que se han registrado; el flujo suele caer con gran rapidez justo antes de las oscilaciones y luego tiene una caída muy pronunciada durante las oscilaciones, hasta donde lo han experimentado los autores; es común un tiempo de 0.05 s desde el flujo al valor de referencia, hasta el flujo inverso.

La velocidad de algunas oscilaciones es tal, que los sistemas convencionales de control no pueden detectarlas y mucho menos responder a ellas. Por ello, a menudo, aunque los registros indiquen que no ha ocurrido oscilación, al desarmar el compresor se apreciarán los daños que causó, que pueden ir desde cambios en los espacios libres, que perjudican la eficiencia, hasta destrucción de piezas.

El funcionamiento inestable, detectado o no, influye en la operación del proceso al cual sirve el compresor.

Las oscilaciones, en el caso típico, se evitan al hacer recircular parte del flujo o purgar el exceso. Es común una recirculación de 30 a 40% del flujo requerido para el proceso. Por ejemplo, se hace con frecuencia en com-

presores para cloro y gases húmedos, entre otros. Por supuesto, este exceso de flujo consume energía, y no necesariamente evita todas las oscilaciones.

Control mejorado de las oscilaciones

Se describirán una estrategia y un sistema de instrumentos mejorados para control de oscilaciones. El sistema puede controlar incluso las alteraciones muy rápidas y minimizar los disturbios en las operaciones del proceso. La cantidad de recirculación se reduce mucho y ahorra importantes cantidades de energía. Asimismo, el sistema se presta para calcular el límite de las oscilaciones en las instalaciones.

En los sistemas de control convencionales de circuito cerrado, una vez que empiezan las oscilaciones, ocurren también en el sistema de control del compresor, y la única forma 'de evitar esto es mediante la cancelación manual; si ocurren oscilaciones, el compresor saldrá en forma automática de ellas durante el primer ciclo de las mismas y, luego, el sistema de control se repondrán por sí mismo para evitar que se repitan las oscilaciones en el control.

Un error del operador puede hacer que ocurran oscilaciones en los sistemas convencionales, pero se minimizan con el sistema descrito. Además, las fluctuaciones en la presión y el caudal del gas comprimido **son** mínimas y sólo ocasionan pequeñas alteraciones en el proceso. Más adelante se explicará cómo se logran estas ventajas.

Para desarrollar este sistema de control, primero se relacionarán las oscilaciones **con** el funcionamiento del

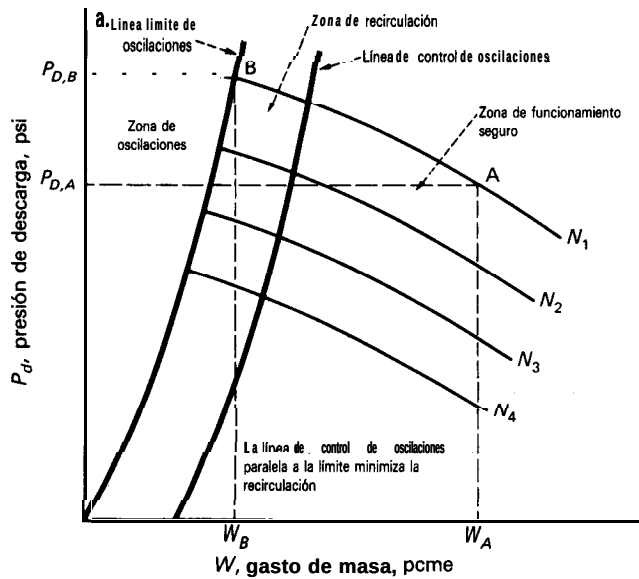


Fig. 1 Las curvas características y las líneas de control de oscilaciones definen las regiones de funcionamiento del compresor

compresor, en seguida se determinará dónde empiezan las oscilaciones y dónde se debe ajustar el sistema de control para evitarlas. Después, se comentarán los instrumentos, las estrategias de control y la calibración del equipo. No se incluyen los compresores en serie o en paralelo.

Características de las oscilaciones

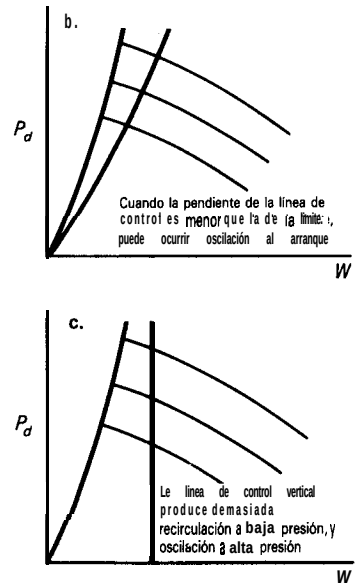
En la figura la se muestran las curvas características de un compresor centrífugo típico de una etapa. Cada velocidad de rotación (N_1 , N_2 , N_3 , N_4) tiene su propia curva característica.

Si el compresor funciona a la velocidad N_1 en el punto A (gasto de masa W_A) y se reduce el flujo, ocurrirán oscilaciones en W_B . La presión ha aumentado de $P_{D,A}$ hasta $P_{D,B}$. El punto B se encuentra en la línea límite de oscilación, una línea que ocurre en forma natural y es peculiar para cada configuración del compresor. La zona a la izquierda de esta línea es la de oscilaciones o inestabilidad, en la cual hay oscilaciones en el flujo y la presión.

La línea a la derecha de la línea de límite de oscilación es la de control de oscilación, la cual es artificial y la establece el ingeniero. Estas líneas son las fronteras de la zona de recirculación, cuando se utiliza ésta o la purga para evitar oscilaciones. A la derecha de la línea de control está la zona de funcionamiento seguro, en la cual se considera innecesaria la recirculación. Para establecer la estrategia de control, primero hay que crear ecuaciones mejoradas para las líneas de control y límite.

Línea límite de oscilaciones

En este caso se formulará una ecuación para la línea límite de oscilaciones en la que no se suponen temperatura y peso molecular de entrada constantes; en las



ecuaciones típicas se supone que estos parámetros son constantes. Hay que aplicar correcciones cuando cambian las condiciones, como se describe en el método de White¹, que se aplica con amplitud.

La carga de un compresor centrífugo es función de la velocidad angular, de la velocidad de rotación, del gasto volumétrico en la entrada y del diámetro del impulsor. Con el empleo de una forma de la energía cinética del compresor expuesta por Davis y Corripio² y mediante un análisis dimensional, se establece:

$$\frac{g_c H_p}{N^2 D^2} = f\left(\frac{Q_s}{ND^3}, Ma, Re\right) \quad (1)$$

A la alta velocidad a que funcionan los compresores centrífugos, la variación en el número de Reynolds, Re , con la velocidad del gas, es insignificante. La variación en el número de Mach, Ma , con la velocidad, también es insignificante. Se puede suponer que el número de Mach es constante, siempre y cuando la velocidad del gas no se aproxime a la del sonido. Se supondrá que el funcionamiento es a una velocidad mucho menor a ésta, en la región cercana a las oscilaciones.

Para una configuración dada del compresor y en estas condiciones, si se traza H_p/N^2 contra Q_s/N , entonces las curvas de rendimiento a diferentes velocidades se reducirán a una llamada curva universal de rendimiento (Fig. 2). La línea límite de oscilación se reduce a un solo punto: el límite de oscilación; dado que éste es fijo para una configuración particular, los valores de este punto son constantes:

$$\frac{H_p}{N^2} = C_1 \quad (2)$$

$$\frac{Q_s}{N} = C_2 \quad (3)$$

Por lo tanto, las curvas de la línea límite de oscilaciones van de acuerdo con la ley de los ventiladores, la cual afirma que el volumen de entrada es proporcional a la velocidad y la carga es proporcional al cuadrado de la velocidad. El límite de oscilaciones se puede definir con las ecuaciones (2) o (3), las cuales se aplican no sólo a los centrífugos de una etapa, sino también a los de etapas múltiples sin interenfriadores.

Aunque las ecuaciones (2) y (3) se pueden emplear para establecer el límite de oscilaciones y la línea límite de las mismas, resulta impráctico porque H_p y Q_s dependen de una medición de peso molecular.

Las variaciones en el peso molecular no se pueden medir en forma continua a las altas velocidades de los compresores y, por lo tanto, se deben eliminar de la ecuación para la línea de oscilación. Además, H_p y Q_s dependen de las variaciones en la temperatura y presión de entrada. Se eliminarán el peso molecular y la temperatura en la ecuación para la línea límite de oscilaciones. Se combinan las ecuaciones (2) y (3) para eliminar N :

$$C_3 H_p = Q_s^2 \quad (4)$$

La carga politrópica se expresa con:

$$H_p = \frac{C_4 Z_{prom} T_s}{M} \frac{(R_c^\sigma - 1)}{\sigma} \quad (5)$$

Al sustituir H_p en la ecuación (4), se tiene:

$$\frac{C_3 Z_{prom} T_s}{M} \frac{(R_c^\sigma - 1)}{\sigma} = Q_s^2 \quad (6)$$

El gasto volumétrico es igual al gasto de masa dividido entre la densidad:

$$Q_s = \frac{W}{\text{densidad}} = \frac{C_6 W}{(P_s M / Z_s T_s)} \quad (7)$$

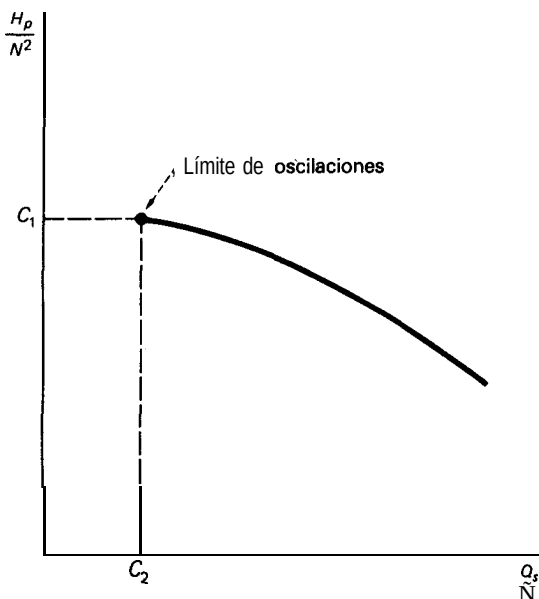


Fig. 2 La curva universal de rendimiento reduce la línea límite de oscilaciones a un solo punto

Notación

b_a, b_b, b_c	Distancia entre la línea de control y la línea de oscilaciones ($n = 1, 2, 3$), in de agua
C_n	Constante ($n = 1, 2, 3, \dots$). Las unidades varían de una ecuación a otra
D	Diámetro del impulsor, ft
d_1	Polarización agregada por el sumador (5), Fig. 7, psi
d_2	Polarización agregada por el sumador (7), Fig. 7, psi
g	Acceleración de la gravedad, ft/s ²
H_p	Carga politrópica (ft-lb)/lb
k	Razón del calor específico a presión constante al calor específico a volumen constante
k_1	Pendiente de la línea de control de oscilaciones, adimensional
M	Peso molecular
Ma	Número de Mach
N	Velocidad de rotación, rpm
ΔP_s	Presión diferencial a través del compresor, psi
$\Delta P_{or, s}, \Delta P_{or, d}$	Presión en el orificio en la succión; descarga, psi
P_s, P_d	Presión de succión; presión de descarga, psi
Q_s	Gasto, o caudal, volumétrico en la succión, ft ³ /min reales
R_c	Relación de compresión del compresor
Re	Número de Reynolds
T_s, T_d	Temperatura en la succión, y en la descarga, °R
W	Gasto de masa, pcme
Z_{prom}	Compresibilidad promedio = $(Z_s + Z_d)/2$

Letras griegas

σ	$\frac{k-1}{k\eta_p}$
η_p	Eficiencia politrópica

Al sustituir Q_s en la ecuación (6), se tiene

$$C_7 Z_{prom} \frac{(R_c^\sigma - 1)}{\sigma} = \frac{W^2 Z_s^2 T_s}{P_s^2 M} \quad (8)$$

Con el empleo de una ecuación para el flujo de gas a través de un orificio en la succión del compresor,

$$W = C_8 \sqrt{\frac{\Delta P_{or, s} P_s M}{T_s Z_s}} \quad (9)$$

la ecuación (8) se convierte en:

$$C_9 Z_{prom} \frac{(R_c^\sigma - 1)}{\sigma} = \frac{\Delta P_{or, s} P_s M Z_s^2 T_s}{Z_s T_s P_s^2 M} \quad (10)$$

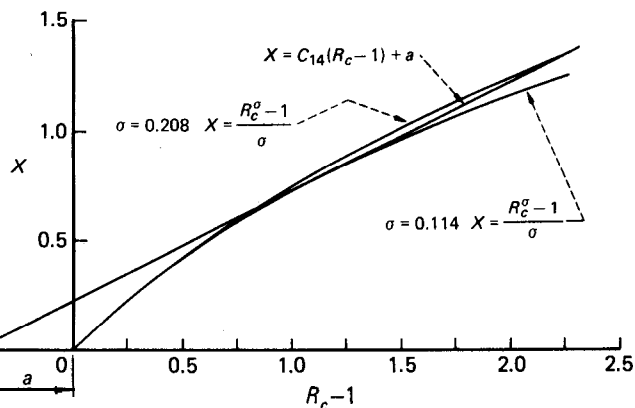
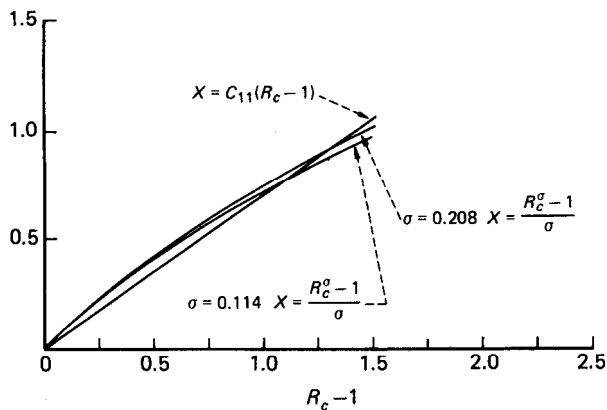


Fig. 3 Aproximación $\frac{(R_c^\sigma - 1)}{\sigma}$ con una función lineal

O bien, en

$$C_9 \frac{Z_{prom}}{Z_s} P_s \frac{(R_c^\sigma - 1)}{\sigma} = \Delta P_{or,s} \quad (11)$$

La ecuación (11) se puede escribir para el lado de la descarga del compresor. Dado que el gasto de masa en cualquier instante en el compresor es el mismo en la succión y en la descarga, la ecuación (9) se puede escribir:

$$W = C_8 \sqrt{\frac{\Delta P_{or,s} P_s M}{T_s Z_s}} = C_8 \sqrt{\frac{\Delta P_{or,d} P_d M}{T_d Z_d}} \quad (12)$$

O como

$$\Delta P_{or,s} = \Delta P_{or,d} \frac{P_d}{P_s} \frac{T_s Z_s}{T_d Z_d} \quad (13)$$

La ecuación (11) se convierte en:

$$C_{10} \frac{Z_{prom}}{Z_s^2 T_s P_d} \frac{Z_d T_d P_s^2 (R_c^\sigma - 1)}{\sigma} = \Delta P_{or,d} \quad (14)$$

Si se supone que los cambios en la compresibilidad son pequeños, entonces $Z_{prom} = Z_d = Z_s$. Se puede obtener una aproximación al término $(R_c^\sigma - 1)/\sigma$ con una función lineal (Fig. 3). Si R_c es menor de 2.5, se puede utilizar la aproximación $C_{11}(R_c - 1)$. Las ecuaciones (11) y (14) se convierten en:

$$C_{12}(P_d - P_s) = C_{12}\Delta P_c = \Delta P_{or,s} \quad (15)$$

$$C_{13} \frac{P_s T_d}{P_d T_s} (P_d - P_s) = C_{13} \frac{P_s T_d}{P_d T_s} \Delta P_c = \Delta P_{or,d} \quad (16)$$

La ecuación (15) es la misma desarrollada por White'. Sin embargo, llegó al mismo resultado al suponer que la temperatura y el peso molecular de entrada eran constantes, pero después lo corrigió. En este artículo se ha indicado que esas correcciones no son necesarias. Como lo menciona White, la línea límite de oscilaciones no se altera con las variaciones en la presión de succión.

Si R_c es mayor de 2.5, se puede lograr la aproximación a $(R_c^\sigma - 1)/\sigma$ con $C_{14}(\Delta P_c = 1) + a$ y la línea límite de oscilaciones se convierte en:

$$C_{15}\Delta P_c + a_2 P_s = \Delta P_{or,s} \quad (17)$$

Cuando los cambios en la presión de entrada son insignificantes:

$$C_{15}\Delta P_c + b_1 = \Delta P_{or,s} \quad (18)$$

en donde b_1 es una constante.

Se debe tener en cuenta que las ecuaciones anteriores se aplican a compresores centrífugos sin interenfriadores; si los tienen, es necesario considerar cada sección como un compresor separado o utilizar una aproximación que considere la unidad como un todo.

Se recomiendan las ecuaciones (15), (17) y (18) para calcular la línea límite de oscilaciones, pues son las que tienen el mínimo número de variables y todas se pueden medir con facilidad. A veces, la línea límite de oscilaciones se obtiene con la ecuación (3). Si se hace así, es necesario pasar por alto las variaciones en el peso molecular, lo cual podría ocasionar inexactitudes, incluso en compresores de aire, por las variaciones en la humedad del aire ambiente.

Línea de control de oscilaciones

Las tres formas comunes de la línea de control de oscilaciones se ilustran en la figura 1. La posición óptima de esta línea es paralela a la límite de oscilaciones (Fig. 1a). Para minimizar la recirculación, la línea de control de oscilaciones se debe poner lo más cerca que se pueda de la límite de oscilaciones. Si se sitúa la línea de control con una pendiente menor que la de límite (Fig. 1b), puede haber exceso de recirculación con altas presiones y oscilaciones con bajas presiones durante el paro y el arranque. El tercer método es seleccionar un flujo volumétrico mínimo seguro y establecer una línea de control vertical (Fig. 1c). Esto puede ocasionar exceso de recirculación con bajas presiones y oscilaciones con altas pre-

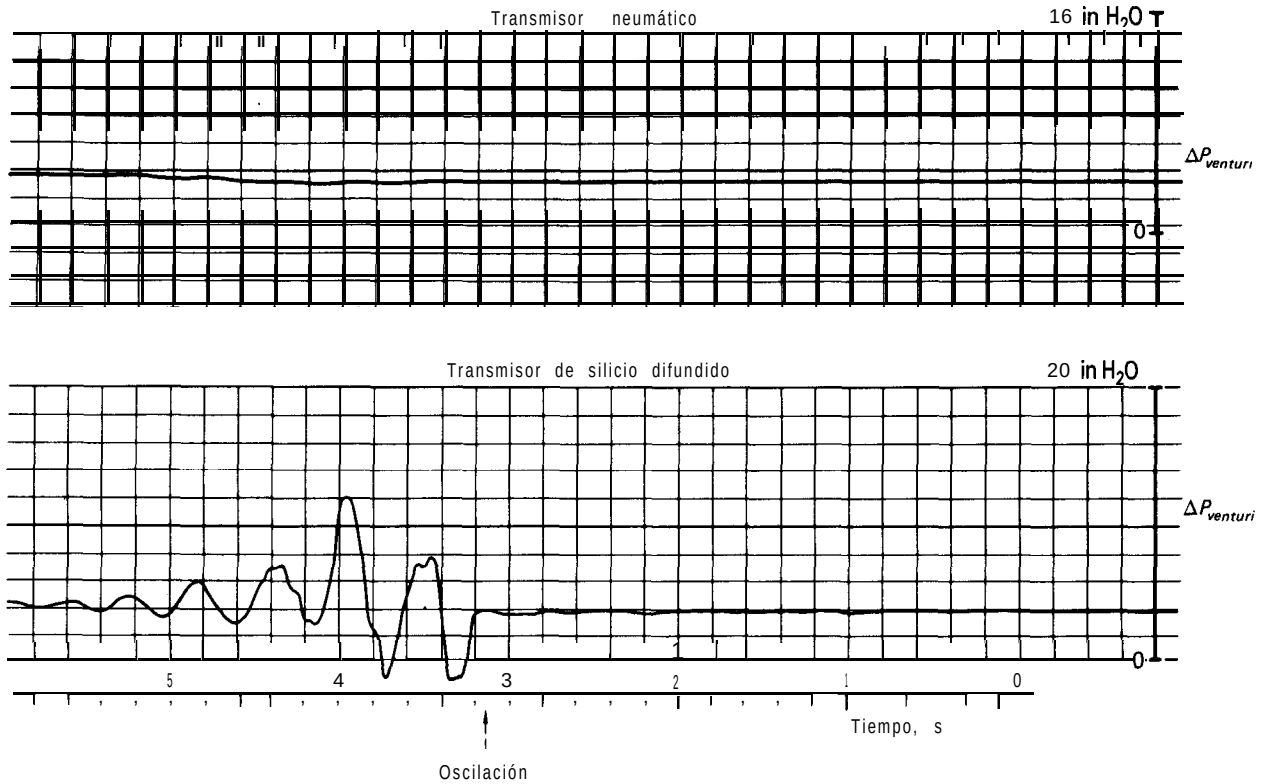


Fig. 4 La oscilación, detectada con un transmisor de silicio difundido, ocurre con demasiada rapidez para un transmisor neumático

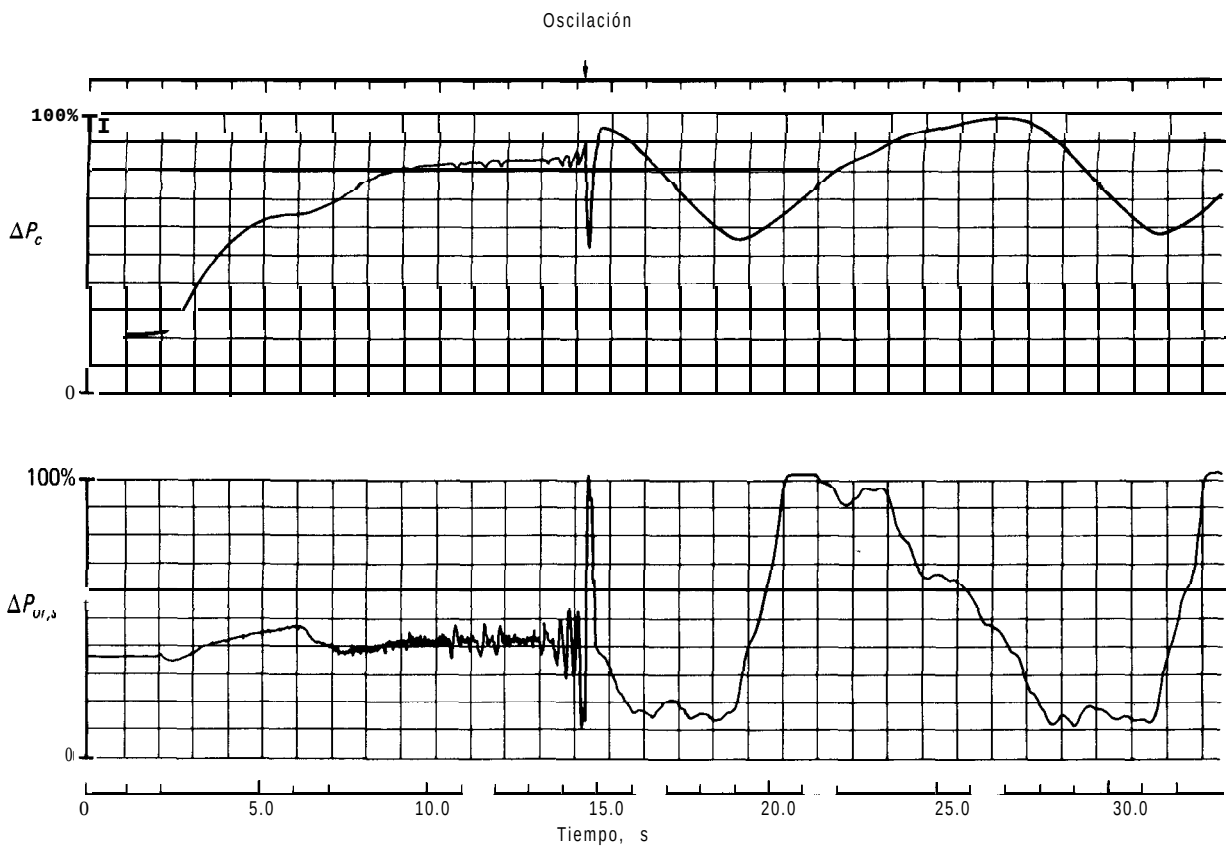


Fig. 5 El flujo cae en forma abrupta antes de que empiece la oscilación y luego se invierte con rapidez

siones. En muchos sistemas se mide el flujo en la descarga sin corrección alguna por las condiciones de succión; no se recomienda, porque se produce máxima recirculación con mínima protección contra oscilaciones.

Si se desea mantener la línea de control paralela a la límite ¿qué tan cercanas entre sí deben estar?

Esto depende de la exactitud con que se establezca la línea de control de oscilaciones y el grado en que ésta dé cuenta de los cambios en la temperatura y presión de entrada y en el peso molecular.

La eficacia del sistema contra oscilaciones para manejar las alteraciones también es crítica para la ubicación de la línea de control. Esta eficacia depende de la estrategia de control seleccionada y de la naturaleza del sistema contra oscilaciones, de sus transmisores, controlador y válvula contra oscilaciones.

Se puede utilizar la ecuación (15) para establecer la línea de control de oscilaciones equidistante de la línea límite. La línea de control está desplazada a la derecha en cierta cantidad fija, b_a :

$$C_{12}\Delta P_c + b_a = \Delta P_{or,s} \quad (19)$$

La ecuación (19) se aplica cuando R_c es menor de 2.5; para ese valor o mayores, se puede utilizar la ecuación (17). La línea de control está deslaza en cierta cantidad fija, b_b :

$$C_{15}\Delta P_c + a_2 P_s + b_b = \Delta P_{or,s} \quad (20)$$

Instrumentos y válvulas

¿Qué tan rápido debe ser el sistema contra oscilaciones para detectar la arremetida de una oscilación y detenerla en forma eficaz?

A menudo se piensa que no es necesaria una respuesta muy rápida; también hay quienes creen que no es necesaria la protección contra trastornos grandes. Sin embargo, los trastornos rápidos y grandes no son raros, y sus causas pueden ser válvulas de retención trabadas, errores del operador y el paro del equipo de proceso por el disparo rápido de sistemas de protección.

Se ha encontrado que los ciclos de las oscilaciones pueden ocurrir con más rapidez de lo que se cree y que muchas veces no se detectan. Esto se debe a que los controladores neumáticos convencionales son demasiado lentos para detectar este fenómeno; sólo los transmisores rápidos pueden hacer frente a las altas velocidades de los transitorios de los compresores. Se sugiere el empleo de un transmisor electrónico de silicio difundido. También se sugieren los transmisores de diferenciales de presión con un retardo o demora no mayor de 0.035 s para mantener el control de oscilaciones y calibrar la línea límite de oscilaciones. También los registradores (utilizados para calibrar y probar el sistema contra oscilaciones) deben tener una velocidad de graficado no menor de 25 mm/s.

En la figura 4 se compara la respuesta de un transmisor de silicio difundido con la de un dispositivo neumático. Se midió la diferencial de presión en un Venturi. La oscilación empezó a alrededor de 3.2 s y el transmisor neumático fue muy lento y no la detectó.

La lentitud de la mayor parte de los transmisores y registradores es la razón por la cual las gráficas no indican oscilaciones; empero, el inspeccionar el compresor, se encuentran variaciones en los espacios libres y daños en el impulsor, sellos o cojinetes. Esas oscilaciones que no se detectan alterarán el compresor en forma gradual y reducirán su eficiencia. Algunos transmisores electrónicos tienen amortiguación y son demasiado lentos para usarse con este fin; otros no son estables a altas velocidades.

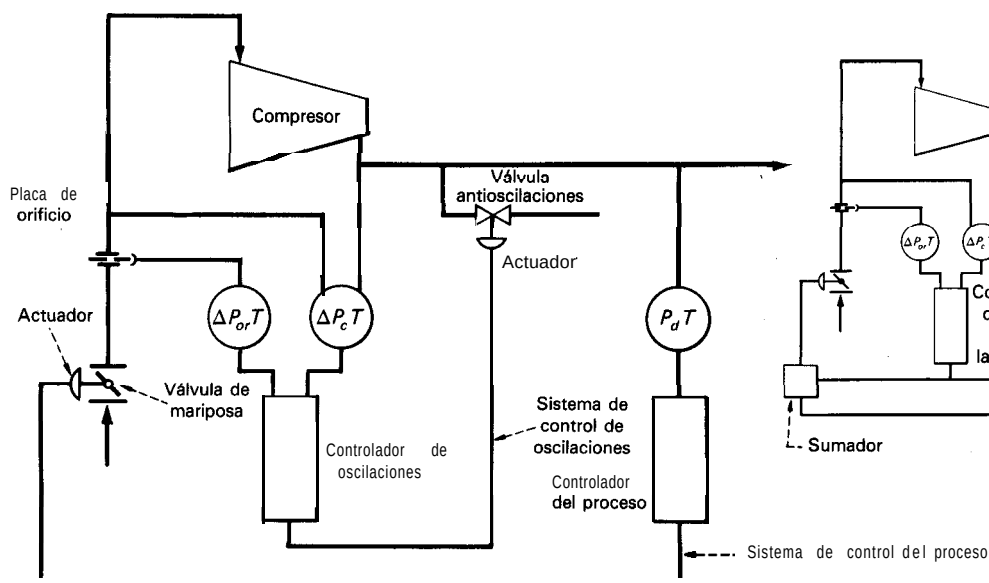


Fig.6a Sistema básico para control contra oscilaciones aisladas y del proceso puede producir oscilaciones

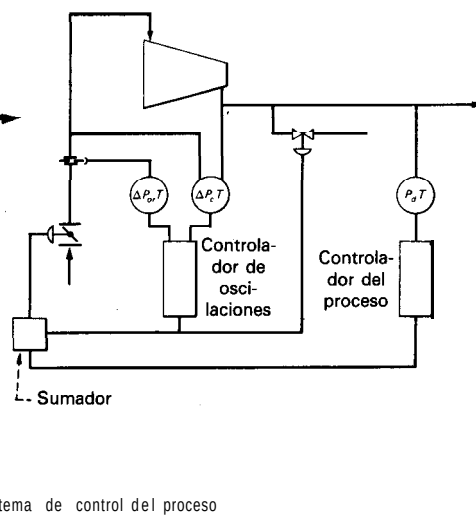


Fig. 6b Sistema integrado de control del proceso y contra oscilaciones, con dos dispositivos de protección contra oscilaciones

En la figura 5 se ilustra la rapidez con la que puede empezar la oscilación. Se hicieron pruebas en un compresor centrífugo para aire de alimentación de un alto horno. La oscilación ocurrió alrededor de 14 s. A veces, hay oscilación incipiente, y el flujo cae con rapidez antes de que empiece la oscilación; cuando empieza, el flujo tiene una caída abrupta, normalmente desde un valor del punto de referencia hasta una inversión de flujo en alrededor de 0.05 s, sin que importen la presión o la velocidad del compresor (Fig. 4).

Válvula y controlador antioscilaciones

La válvula de control de oscilaciones debe ser grande y de acción rápida para que sea eficaz. Deberá permitir la recirculación del 100% del caudal de diseño.

Cuando se reduce el flujo, y el funcionamiento se acerca al punto de oscilación, es necesario producir un aumento rápido en el flujo, y la velocidad con que se pueda aumentar depende del tiempo de respuesta y del **tamaño** de la válvula. Cuando más grande sea la válvula, mayor será el efecto de su apertura. Debe poder recircular todo el caudal, porque a veces ocurre obstrucción completa del sistema y hay que recircular todo el flujo.

Las pruebas en el campo indican que el tiempo total de carrera de la válvula antioscilaciones debe ser de 0.5 a 1.5 s. Las válvulas modernas pueden cumplir con ese requisito; en las más antiguas se pueden emplear reforzadores para que trabajen con más rapidez. Los reforzadores aumentan el tiempo de respuesta, al incrementar la señal neumática que va al actuador de la válvula.

¿Por qué debe tener el transmisor un tiempo máximo de respuesta de 0.035 s, mientras que el de la válvula es de 1.5 s? La línea de control de oscilaciones se establece cerca de la línea límite de oscilaciones, la distancia típica es de un 15% del flujo de diseño. Por tanto, una carrera parcial de la válvula será suficiente para detener el movimiento hacia la oscilación; la apertura adicional devolverá el punto de funcionamiento a la línea de control de oscilaciones.

El controlador también debe ser rápido. Los controladores neumáticos son muy lentos y poco confiables para evitar las oscilaciones; hay que tomar ciertas precauciones para emplear controladores digitales. Como los controladores reciben información en secuencia en cada ciclo de control, el tiempo de barrido quizá no sea lo bastante corto para detectar los transitorios típicos de los ciclos de oscilaciones del compresor. Los microprocesadores deben tener un tiempo de barrido de menos de 0.1 s.

Control: ciclo aislado antioscilaciones

Primero, se comentará el sistema de control de oscilaciones, sin considerar su interacción con el controlador del proceso y, después, se integrarán los dos sistemas. Para desarrollar el sistema de control, se estudiarán primero dos sistemas típicos: un controlador proporcional más reposición y un controlador con relevador (encendido-apagado).

Considérese un controlador electrónico, analógico, contra oscilaciones, que tiene respuesta proporcional más reposición, con un dispositivo antifinalización (Fig. 6a).

El dispositivo **antifinalización** es necesario por la naturaleza de las funciones proporcional y reposición. Normalmente, el compresor funciona en una zona a cierta distancia de la línea de control, lo cual produce un desplazamiento entre la medición y el punto de referencia del controlador. Como resultado, la señal de salida acaba en su límite **alto** o bajo.

La banda proporcional y el punto de funcionamiento estarán en lados opuestos del punto de referencia o línea de control; no se alterará el control hasta que el punto de funcionamiento medido llegue a la línea de control. Si la medición se aproxima con rapidez a la línea de control, puede ocurrir oscilación, porque la rebasará antes de que el controlador se pueda desarrollar.

La antifinalización ajusta la carga de reposición para desplazar la banda proporcional hacia el mismo lado de la línea de control en que se encuentra la medición, cuando el controlador llega a su límite de salida. Entonces, si hay acercamiento con rapidez a la línea de control, la medición entra en la banda proporcional y empieza el control antes de que el valor llegue a la línea de control. Con esto se reduce el rebase.

No se recomienda un control derivativo, porque puede abrir la válvula antioscilación lejos de la línea de control de oscilaciones del compresor y producir oscilaciones en el sistema. Las oscilaciones rápidas en el flujo, incluso en la zona de funcionamiento seguro, pueden hacer que se abra la válvula, debido a la naturaleza de la respuesta derivativa.

La velocidad de respuesta de este controlador depende de la anchura de la banda proporcional y del tiempo de reposición; ambos parámetros influyen en la estabilidad del sistema. Si se reduce la banda proporcional o se aumenta el tiempo de reposición, se aumenta la velocidad de respuesta del controlador; pero más allá de cierto punto, se alterará la estabilidad del sistema; todos los sistemas de control de circuito cerrado tienen un límite de estabilidad.

La velocidad de respuesta de un controlador **antioscilaciones** está limitada principalmente por la inercia del compresor y sus redes de los transmisores y de la válvula antioscilaciones y su actuador.

Cuanto más lentos sean estos componentes, más lento debe ajustarse el controlador. La inercia del compresor y de sus tuberías no se puede cambiar, pero la inercia del transmisor y de la válvula y su actuador se pueden reducir con la selección de elementos más rápidos.

Cuando ya se tienen los transmisores y válvula antioscilación rápidos, se ajustan el nivel de la banda proporcional y el tiempo de reposición con base en los parámetros del compresor y sus tuberías, los cuales incluyen el volumen del sistema, la longitud de los tubos y la inercia del compresor. Esta limitación es común en todos los circuitos cerrados de control con retroalimentación. Por lo tanto, el control modulado responde bien a los trastornos lentos y resulta eficaz. Sin embargo, la válvula no se puede abrir con rapidez cuando hay trastornos rápidos, debido a las limitaciones de estabilidad del sistema.

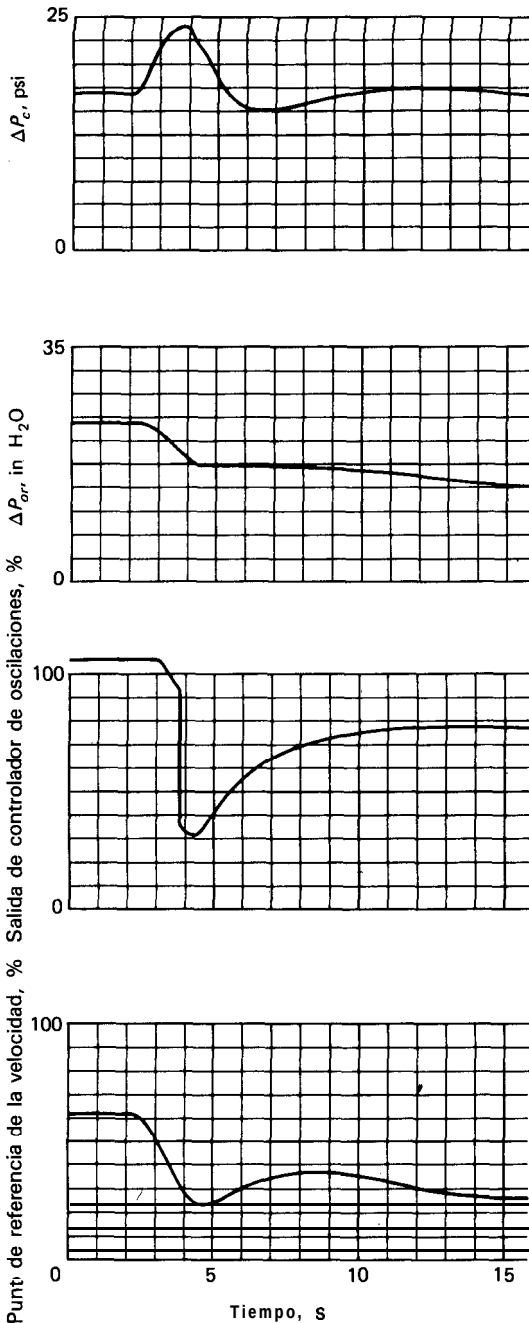


Fig. 8 Control aislado. La válvula antioscilaación se abre cuando se baja el punto de referencia de la velocidad

de la señal que viene del (2) y compara la suma contra $\Delta P_{or,s}$; si la suma es mayor que éste, entonces se suma una polarización b_2 preseleccionada:

$$k_1 \Delta P_c + b_1 + b_2 = \Delta P_{or,s} \quad (22)$$

La polarización b_2 mueve la línea de control de oscilaciones a la derecha.

Estos tres elementos (3, 5 y 7) pueden detener las oscilaciones durante el primer ciclo y mantener el punto de

funcionamiento a una distancia segura de la línea límite de oscilaciones, aunque el consumo de gas se reduzca a cero. Este sistema protege al compresor contra condiciones cambiantes de funcionamiento y no sólo en las de diseño. El botón de reposición (8) sirve para restablecer la línea de control de oscilaciones en su posición original.

Los resultados de las pruebas de este sistema se ilustran en la figura 8. En este caso, en vez de utilizar una válvula de mariposa, se controló el compresor con un cambio en su velocidad. El punto de referencia de la velocidad de la figura 8 es un registro de la forma en que el controlador del proceso cambia el punto de referencia del regulador de velocidad. La acción del sistema antioscilaciones se ve en la gráfica de la salida del controlador de oscilaciones. La parte horizontal corresponde a la posición de cierre de la válvula, y la línea con pendiente negativa a la apertura de la válvula por el controlador proporcional más reposición (3, Fig. 7); la caída vertical, a la acción del controlador de cancelación (5, Fig. 7).

Interacción con el control del proceso

En la figura 6b se ilustra un sistema de control del proceso, que consta de transmisor de presión, controlador de presión y válvula de mariposa con actuador.

El controlador del proceso, cuando cierra la válvula de mariposa, obliga a que el punto de funcionamiento del compresor se mueva hacia la oscilación. Si este punto cruza la línea de control de oscilaciones, el controlador de oscilaciones abrirá la válvula.

Con ambos sistemas de control la desviación del punto de funcionamiento del compresor respecto de la línea de control de oscilaciones, depende de la rapidez de respuesta del controlador de oscilaciones, del controlador del proceso y de los tiempos muertos de la válvula de mariposa y su actuador.

Si el controlador del proceso es más rápido que el controlador de oscilaciones, entonces esta diferencia puede entorpecer el control de oscilaciones. El tiempo muerto de la válvula puede agravar este problema. Hasta el momento en que la salida del controlador de oscilaciones contrarreste el tiempo muerto, el controlador del proceso puede empujar el punto de funcionamiento del compresor más allá de la línea límite de oscilaciones.

Esta interacción entre un sistema aislado de control de oscilaciones y el controlador del proceso, ocurre no sólo con el control de la presión de descarga, sino también con el control de la presión y flujo de succión.

Sistema integrado

El rendimiento del sistema se puede mejorar si el circuito aislado contra oscilaciones se cambia por un sistema integrado de protección y control del proceso (Fig. 6b).

En este sistema, la válvula de mariposa se controla con la salida del sumador. Esto se aplica por igual a un compresor que tiene control variable de velocidad. La salida de este dispositivo depende de la salida del controlador de oscilaciones y del controlador del proceso. El

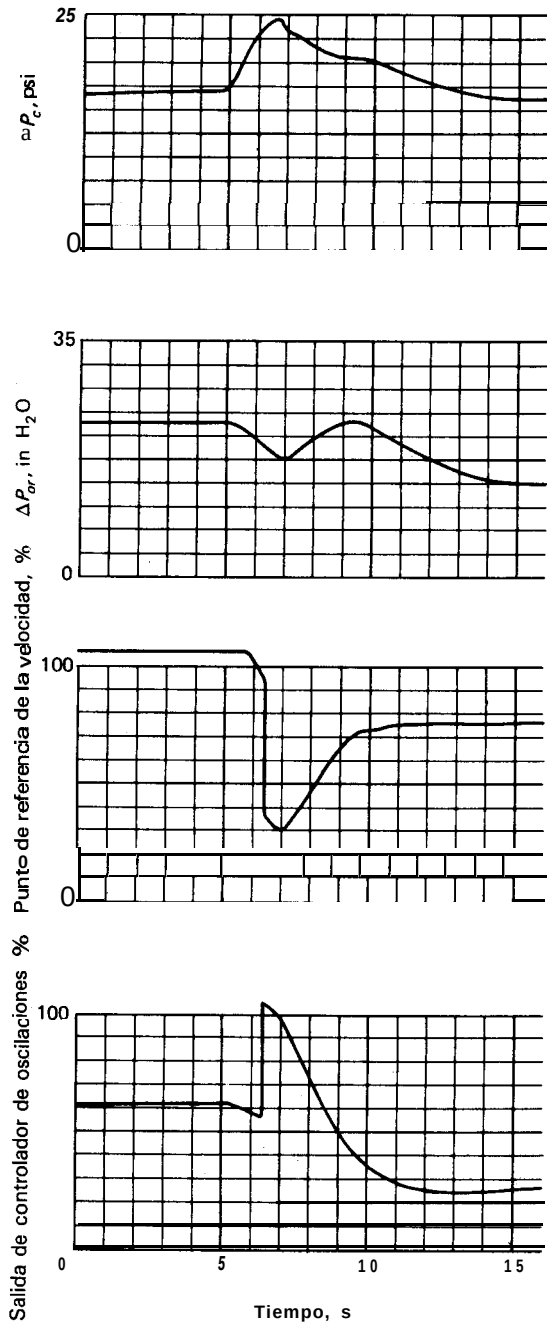


Fig. 9 Sistema integrado. Compárese la salida del controlador de oscilaciones y el punto de referencia de la velocidad con los de la figura 8.

punto de funcionamiento, una vez que llegue a la línea de control de oscilaciones, seguirá a ésta, en vez de la línea de presión constante.

Con el control integrado del proceso y la protección contra oscilaciones, se minimizará el efecto del tiempo muerto de la válvula antioscilaciones, pues se utilizan dos dispositivos para proteger al compresor contra las oscilaciones: la válvula antioscilaciones y la de mariposa. Los resultados de las pruebas del sistema integrado

en un compresor de velocidad variable aparecen en la figura 9.

Ajustes y pruebas del equipo

La línea límite de oscilaciones se puede ubicar con precisión, porque el sistema de control detiene las oscilaciones durante su primer ciclo.

Para calibrar la línea límite de oscilaciones, la pendiente k_1 de la línea de control de oscilaciones se ajusta en cero, para evitar la respuesta del controlador proporcional más reposición. La distancia entre las líneas límite y de control de oscilaciones, b_1 , se ajusta a un 15% del caudal, y b_2 se ajusta en un 75%. Esto se debe a que la línea de control es vertical, y un valor de $b_1 = 15\%$ inducirá oscilaciones. La distancia entre la línea de control de oscilaciones y la línea de control, d_1 , del relevador cancelador antioscilaciones se ajusta en cero, para que la cancelación empiece de inmediato. El nivel de la señal de cancelación que abre la válvula antioscilación se debe ajustar en un 100%; el tiempo de decremento

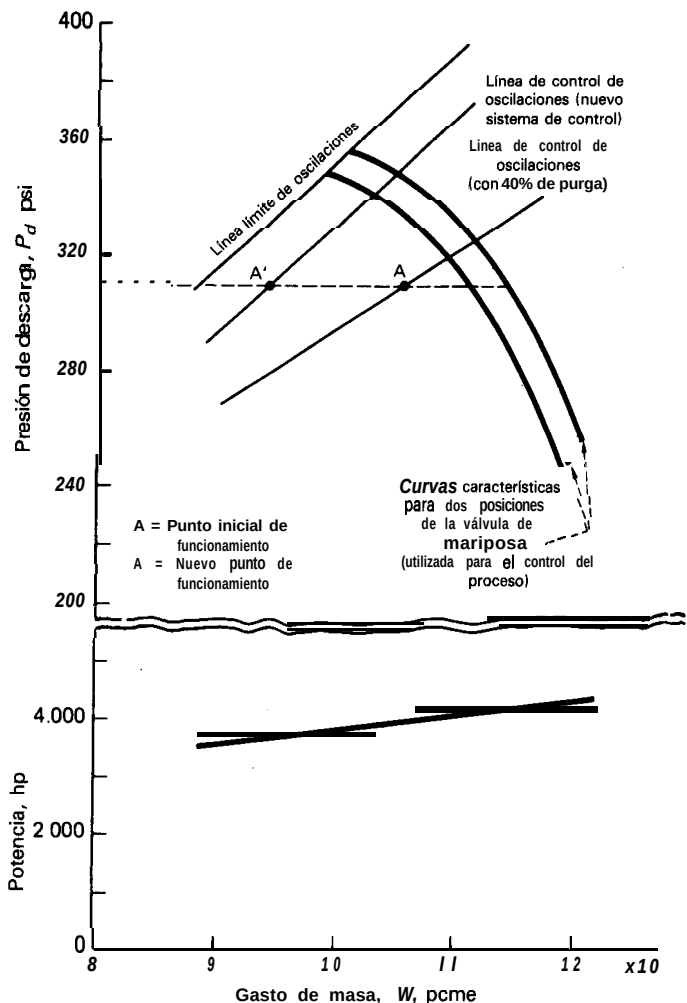


Fig. 10 Un controlador de oscilación mejorado y la recirculación reducida disminuyen los costos de operación

exponencial no debe ser menor de 3 minutos; esto asegura que la válvula se mantenga abierta.

Si se cierra por completo el tubo de descarga del compresor, se inducirán oscilaciones. Al comienzo del primer ciclo de oscilaciones, el relevador de cancelación antioscilaciones abre la válvula antioscilaciones con la máxima velocidad. Al mismo tiempo el comparador (7, Fig. 7) mueve la línea de control de oscilaciones a la derecha, lo cual hace que la distancia, $b_1 + b_2$, entre las líneas de control y límite de oscilaciones sea igual al 90 %, con lo cual se queda fuera de la zona de oscilaciones. Esto mantendrá abierta la válvula y se detendrán las oscilaciones. Las salidas de los transmisores, ΔP_c y $\Delta P_{or, s}$, se obtendrán en el momento en que ocurra la oscilación.

La razón $\Delta P_{or, s} / \Delta P_c$ produce k_1 . Si la línea de control no es recta, se puede repetir esta prueba para generar diferentes valores de k_1 .

El ajuste d_1 depende de la velocidad de respuesta de la parte proporcional más reposición del controlador antioscilaciones. Si se cierra con lentitud el tubo de descarga, el relevador de cancelación no debe funcionar. La experiencia indica que d_1 puede ser de entre un 2% y un 5% de $\Delta P_{or, s}$.

La distancia, b_1 , entre la línea límite y la de control de oscilaciones se selecciona de modo que las alteraciones más severas, por ejemplo, el cierre completo y lo más rápido que sea posible del tubo de descarga, no ocasionen oscilaciones. Esta distancia puede ser pequeña, porque el controlador contra oscilaciones mejorado funciona a una velocidad muy alta. En la mayor parte de los casos, b_1 se ajusta entre un 5% y un 10% de $\Delta P_{or, s}$. La selección cuidadosa de k_1 y b_1 reducirá el consumo de energía en cualquier compresor que funcione con recirculación 0 purgá.

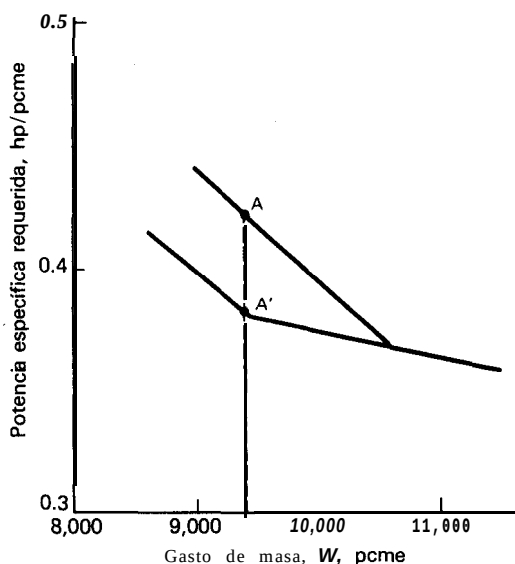


Fig. II La disminución en la potencia específica requerida para el compresor refleja menos recirculación

Ejemplo del ahorro de energía

Un compresor de aire de 4 000 hp funcionaba con una purga constante de 40% (Fig. 10). La potencia específica requerida se indica en la figura 11. El caudal era de 9 000 pcme a 310 psi.

El compresor tenía un sistema neumático de control de oscilaciones instalado en la fábrica. Además de la purga constante, ocurrían daños frecuentes y había que reacondicionarlo dos veces al año. El sistema de control aquí descrito tuvo un costo de alrededor de 15 000 dólares; más o menos la mitad fue para instrumentos y la otra mitad, para la instalación. Después de instalarlo, se cerró la válvula antioscilaciones y la recirculación se mantuvo al mínimo; no se necesitó un reforzador para la válvula.

En el supuesto de funcionamiento por un año, se calculan los ahorros en los costos de la energía, a un precio de la electricidad de 0.024 dólares/kWh.

$$\begin{aligned} \text{Ahorros} &= 0.746 \frac{\text{kW}}{\text{hp}} \times 8760 \frac{\text{h}}{\text{año}} \times \\ &\quad (0.4225 - 0.3825) \frac{\text{hp}}{\text{pcme}} \times \frac{\$0.024}{\text{kWh}} \times 9400 \text{ pcme} \\ &= \$59\,000/\text{año} \end{aligned}$$

Referencias

1. White, M. H., Surge Control for Centrifugal Compressors, *Chem. Eng.*, Vol. 79, No. 29, Dec. 25, 1972, p. 54.
2. Davis, Frank G., and Corripio, Armando, Dynamic Simulation of Variable Speed Centrifugal Compressors, "Instrumentation in the Chemical and Petroleum Industries," Vol. 10, 1974, Instrument Soc. of America, p. 15.

Los autores



Naum Staroselsky es director de ingeniería en Compresores Controls Corp., P.O. Box 1936, Des Moines, IA 50306. Diseña controladores y sistemas de control automático para turbocompresores. Tiene doctorado en ingeniería mecánica por el Instituto Politécnico de Leningrado. Tiene siete patentes de Estados Unidos a su favor y ha impartido cursos de teoría de control patrocinados por Instrument Soc. of America. Las instalaciones de control de sus patentes se emplean en plantas químicas, petroquímicas y acerías. Ha diseñado numerosas instalaciones en E.U. y tiene bastantes patentes de la URSS. Es miembro de ISA y de ASME.



Lawrence Ladin es gerente administrativo de Compresores Controls Corp., y presidente de su compañía matriz Ladin Industries, Inc. Hace muchos años que se encarga de ventas, diseño y comercialización en Ladin. Tiene licenciaturas en matemáticas y en química por la University of Minnesota y es miembro de ISA.

Sistemas de control de oscilaciones en turbocompresores

El flujo y la caída de presión en un compresor son las variables que debe monitorear un sistema de control para evitar el funcionamiento en condiciones de oscilación.

John R. Gaston, Dresser Clark Div., Dresser Industries, Inc.

Las oscilaciones (surge en inglés) son una condición de inestabilidad y de pulsaciones que ocurre en cualquier turbocompresor, de flujo radial o axial, al que se hace operar en forma incorrecta.

Si el caudal (es decir, la capacidad) del compresor se reduce por una restricción en su sistema de entrada o de descarga, aumentará la relación de compresión, P_2/P_1 , del gas.

Si la restricción es lo bastante grande, disminuirá el flujo, y la relación (razón) de compresión aumentará hasta un punto en que ocurre un flujo inverso momentáneo dentro del compresor, que se llama oscilación, la cual se suele notar por un estampido fuerte, vibraciones en las tuberías y pulsaciones en la presión. La región de inestabilidad (oscilación) se indica en las curvas de rendimiento de los turbocompresores en la figura 1, y es toda la zona a la izquierda de las líneas de oscilación.

La oscilación suave, por lo general no dañará el compresor, pero hay que evitar que éste funcione en esas condiciones. La oscilación violenta puede ocasionar falla en los cojinetes de empuje lo que, a su vez, provocará roce y daños serios en los componentes internos. El sobrecalentamiento debido a oscilación prolongada también ocasiona daños.

Se debe utilizar un sistema de control que impida las oscilaciones y que mantenga un flujo mínimo en el compresor, en un valor seguro y lejos de la capacidad en la que ocurren las oscilaciones. Para ello, se permite que recircule cierta cantidad de gas por una válvula antioscilaciones y un tubo para recirculación, desde la descarga hasta la entrada del compresor. Cuando se maneja aire, y en ocasiones, con otros gases libres de contaminantes, como el oxígeno y el nitrógeno, la válvula antioscilaciones descarga el gas en la atmósfera para evitar las oscilaciones.

En la figura 2 se ilustran los puntos B y C, de oscilación y de control respectivamente, y los puntos A y D de operación del proceso con 100% de presión de descarga. El control antioscilaciones mantiene un 80% de flujo en el compresor, aunque el proceso requiera menos del 80 %. Por ejemplo, si el proceso sólo requiere 60 % de flujo (punto A), el control antioscilaciones mantiene un flujo del 20% en el tubo de recirculación. Por lo tanto, el flujo en el compresor es igual al flujo para el proceso (60 %) más el flujo de recirculación (20 %), o sea 80 % (Fig. 3). El flujo de recirculación será de cero cuando el proceso utiliza 80% o más del flujo.

Para poder comprender, ajustar y utilizar un sistema de control de oscilaciones es esencial conocer las características del compresor y el efecto de las condiciones variables en el gas. Por ello, en el análisis que sigue se incluirán:

- La ley de los ventiladores.
- El sistema original de control.
- El sistema alterno de control.
- La configuración de la línea de control, para que concuerde con la línea de oscilaciones.
- El efecto de las condiciones variables en el gas.

Se analizarán los compresores de flujo centrífugo y de flujo axial (el término turbocompresor se aplica a ambos). Se utilizan símbolos neumáticos en las ilustraciones, aunque para implantar el sistema de control se pueden emplear instrumentos neumáticos, electrónicos o microprocesadores. Aunque los conceptos que se desarrollan se refieren a compresores de velocidad variable, también se aplican para compresores de velocidad constante.

La ley de los ventiladores

La ley de los ventiladores expresa que: *a)* la capacidad es proporcional a la velocidad de rotación, *b)* la carga es

proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación y c) la potencia requerida es proporcional a la velocidad de rotación elevada al cubo.

La ley de los ventiladores se califica como tal, por 10 que sigue. Un ventilador es un compresor de baja carga, que generalmente maneja aire. Con la pequeña carga producida por un ventilador, los efectos de la relación de volúmenes son muy pequeños y se puede obtener gran exactitud por el enfoque dimensional en que se basa la citada ley. La exactitud de la ley disminuye cuando se aumentan la carga, el peso molecular del gas y la inclinación inversa creciente de los álabes del impulsor.

La ley de los ventiladores se indica mediante la línea 1 (Fig. 1). El caudal de entrada (capacidad) es del 90% al 90 % de velocidad, y la presión diferencial es del 81 %, de acuerdo con los enunciados a) y b) de la ley de los ventiladores. También se ilustran los mismos efectos al 70 % de velocidad y capacidad y con presión diferencial del 49 %. El término "carga", que se menciona en la ley de los ventiladores, es la presión diferencial, $P_d - P_s$.

El sistema original de control

El sistema original (Fig. 4) es muy sencillo y eficaz. Su denominación de "Flujo/Delta P" indica que la acción de control se basa en las mediciones del flujo de entrada en el compresor y la presión diferencial. Aunque los instrumentos no son complejos, no es fácil apreciar el funcionamiento del sistema de control, porque su comportamiento depende de una combinación de ciertas características del compresor centrífugo y del elemento de flujo diferencial. El sistema se basa en una línea de oscilaciones del compresor, que se configura de acuerdo con la ley de los ventiladores. El elemento de flujo produce una señal diferencial proporcional al flujo elevado al cuadrado.

La acción de control se basa en dos mediciones diferenciales de presión. Una es la diferencial, h , producida por un elemento de flujo en el tubo de entrada en el compresor; la otra, es la diferencial AP , producida por el compresor. La variable AP es la diferencia entre las presiones de descarga y entrada del compresor y, a veces, se la llama aumento de presión o $P_d - P_s$.

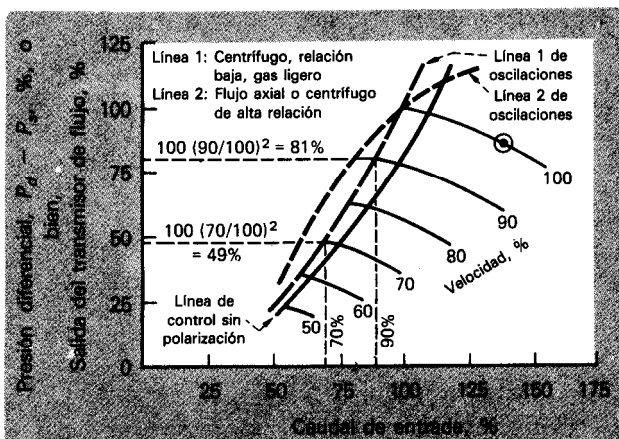


Fig. 1 Configuraciones típicas de las líneas de oscilaciones de turbocompresores

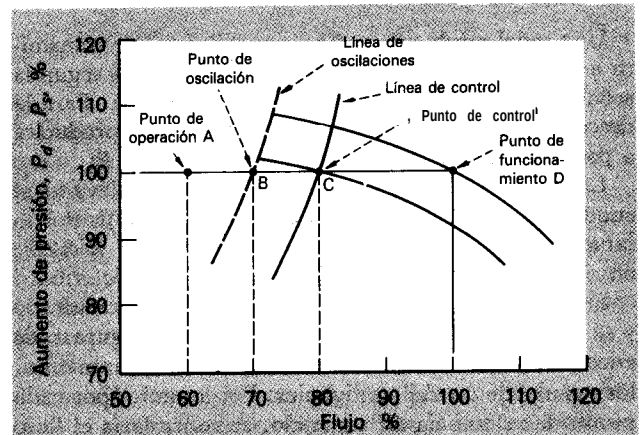


Fig. 2 Condiciones de operación y control de un compresor con control de oscilaciones

Notación

g	Constante de la gravedad, 9.80665 m/s ²
h	Carga diferencial producida por el elemento de flujo
H_p	Carga politrópica, $H_p = \mu U^2/g$, J/kg
λ	Razón del calor específico a presión constante al calor específico a volumen constante
k_g	Constante de los gases, 8.3145
PM	Peso molecular
P	Presión, kPa
Q	Gasto volumétrico en condiciones de flujo, m ³ /h
R_c	Relación de compresión, P_d/P_s
T	Temperatura, Kelvin
U	Velocidad en la punta de los álabes del compresor, m/s
Z	Factor de compresibilidad
z	Denota un valor en condiciones de diseño
η_p	Eficiencia politrópica
μ	Coefficiente de presión, función del diseño, de la velocidad de rotación y de la velocidad sónica del compresor
ρ	Densidad, g/L

Subíndices

$prom$	Promedio, por ejemplo, $Z_{prom} = (Z_d + Z_s)/2$
c	Punto de control
d	Descarga
r	Entrada o succión
m	Límites máximos de la variable
ΔP	Presión diferencial
pa	Punto de referencia

Símbolos de instrumentos

TF	Transmisor de flujo
FY	Modificador de flujo
g	Constante de ganancia
K	Constante de polarización
O	Salida
TDP	Transmisor de diferencial de presión
PY	Modificador de presión
S	Cobertura
TT	Transmisor de temperatura
UY	Relevador sumador de entradas múltiples

Una señal producida por h o por AP se puede transmitir a la entrada de medición del controlador, y la segunda señal a la conexión para el punto de referencia. Para la descripción que sigue, el punto de referencia se producirá a partir de la medición de AP , es decir, $P_d = P_r$.

La diferencial h es proporcional al flujo elevado al cuadrado, es decir $\%h = 100(\% \text{ de flujo}/100)^2$. Por lo tanto, con 90% de flujo, $\%h = 100(90/100)^2 = 81\%$, etc.

Si se tiene en cuenta esta función de flujo al cuadrado y se examina la línea 1 de oscilaciones de la figura 1, se encontrará que con cada velocidad de funcionamiento, los valores de h y AP son iguales. Por lo tanto, por cada punto de referencia AP aplicado, se controlaría el flujo al valor correcto.

(Nota: La línea de oscilaciones se utiliza como una línea supuesta de control para facilitar las explicaciones. En la práctica, la línea de control está desplazada alrededor de un 10% a un 15% hacia la derecha, para dar un margen de seguridad necesario.)

Dado que la función del controlador es mantener una relación "medición = punto de referencia", las curvas linealizadas de oscilaciones y de control se pueden definir con:

$$h = AP \quad (1)$$

En la gráfica lineal de la figura 5 se muestra esta relación. En lugar de valores en porcentaje, se utilizan unidades dimensionales reales para facilitar la explicación de una constante g de ganancia. Esta constante se debe agregar a la ecuación (1) para calibrar el sistema de acuerdo con la cobertura del transmisor. Entonces:

$$h = g(\Delta P) \quad (2)$$

Las coberturas del transmisor (que en este artículo se indican en presiones absolutas, salvo que se indique que son manométricas) son:

$$AP = 0 \text{ a } 1000 \text{ kPa}$$

$$h = 0 \text{ a } 100 \text{ mbar}$$

La línea 1 de control (Fig. 5) está ubicada para dar un margen de seguridad de un 10%. Dado que la oscilación ocurre con $h = 36 \text{ mbar}$, se calcula que la carga diferencial en el punto de control es:

$$h_c = h_m[(h/h_m)(1.1)^2] \quad (3)$$

Entonces, para las condiciones de la figura 5 se obtiene:

$$h_c = 100[(36/100)(1.1)^2] = 43.56 \text{ mbar}$$

en donde h_m es la carga diferencial con máxima salida del transmisor.

La constante g de ganancia se establece con:

$$g = \frac{h/S_h}{\Delta P/S_{\Delta P}} \quad (4)$$

Al sustituir en la ecuación (4), se puede encontrar que la ganancia en este ejemplo es:

$$g = \frac{43.56/100}{800/1000} = 0.545$$

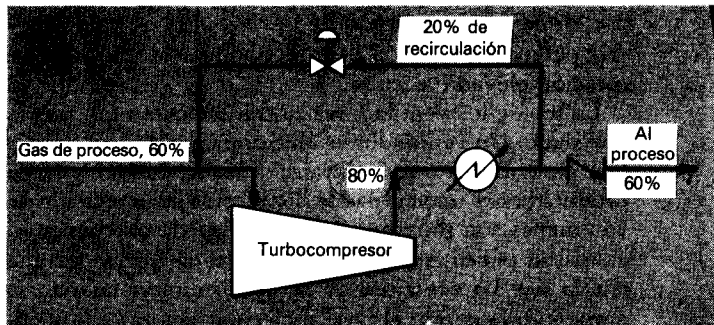


Fig. 3 Flujo en un compresor con control de oscilaciones

El controlador (Fig. 4) tiene un ajuste de la razón del punto de ajuste, que multiplica la señal AP por la constante g . Esta razón es ajustable en el intervalo de 0.3 a 3.0; en este ejemplo, se establecería en 0.545.

La línea 1 de control y la línea de oscilaciones convergen a AP y h igual a cero (Fig. 5). Por lo tanto, el margen de seguridad (en términos de unidades de flujo) se reduce en proporción directa a AP conforme se disminuye la velocidad. Muchas líneas de oscilación del compresor no siguen una relación lineal h contra AP , y el margen de seguridad con AP baja será mucho menor que el ilustrado. Con AP alta, podrían llegar a cruzarse las líneas de control y de oscilaciones. Esto se puede evitar con el empleo de una ganancia más baja y la adición de una polarización, como se indica con la línea 2 de control de la figura 5. Esto mejora el margen de seguridad con AP baja, pero introduce cierto error cuando varía la presión de entrada. Más adelante se comentará con mayor amplitud.

Un sistema alternativo de control

El sistema alternativo de control (Fig. 6) tiene algunas ventajas entre las cuales están: a) interfase operador-control mejorada y b) adición conveniente de factores de corrección, si se necesitan, para T_s , P_s , etc.

La interfase operador-control se mejora debido a las unidades utilizadas en el cuadrante del controlador, la

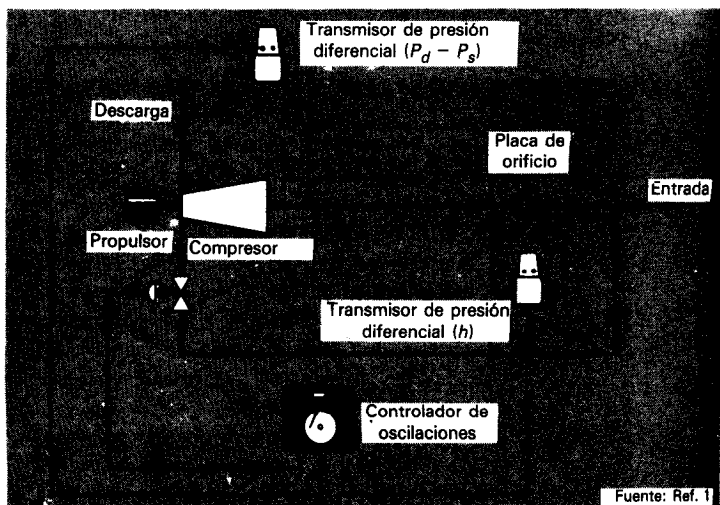


Fig. 4 Sistema original de control de oscilaciones de flujo/presión diferencial

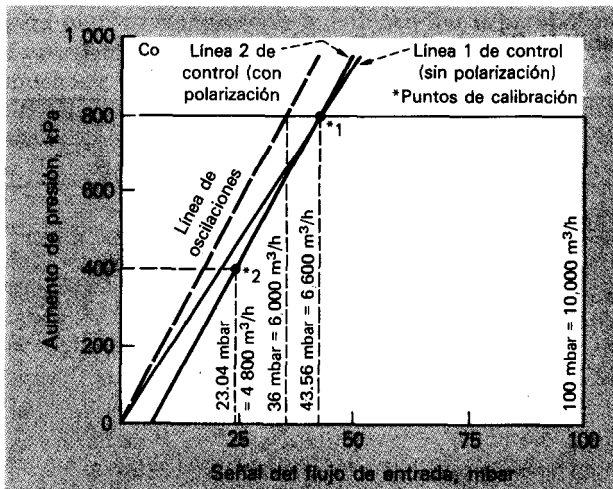


Fig. 5 Las curvas de oscilaciones y control linealizadas permiten calibrar el sistema para ajustarse a la cobertura del transmisor

calibración y el método utilizado para calcular el punto de funcionamiento del compresor. Considérense los siguientes datos de rendimiento del compresor y del sistema de control, con base en la figura 7:

	ΔP , kPa	Flujo, m^3/h
Punto de diseño del compresor	800	8 000
Punto de oscilación del compresor	800	6 000
Límites de medición	0 a 1 000	0 a 10 000
Graduaciones en el cuadrante del controlador	n.a.	0 a 10 (raíz cuadrada)

Leyenda en el controlador: " $m^3/h = R \times 1\,000$ "

n.a. significa que no es aplicable

Mientras se opera en las condiciones de entrada de diseño (Fig. 7), el controlador indicará los siguientes valores en todos los puntos a lo largo de cualquier línea dada de operación:

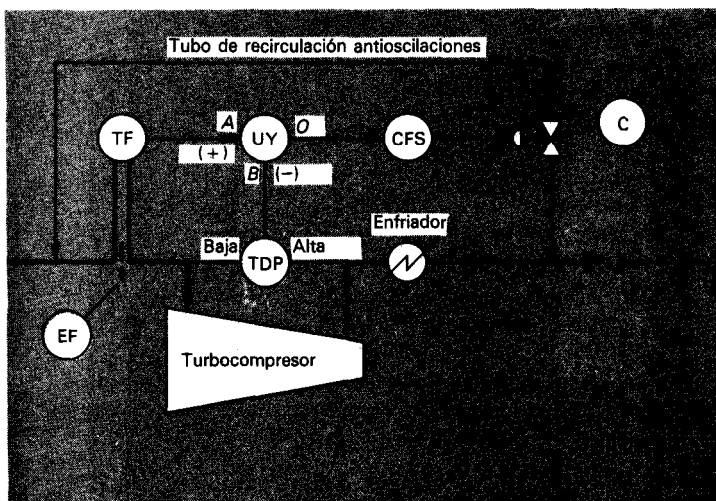


Fig. 6 Sistema alternativo de control de flujo/presión diferencial

Línea:	A	B	Oscilación
Valor:	6.6	7.0	6.0

Dos de los beneficios para el operador del sistema alternativo, en comparación con el sistema original, son:

1. Referencia del punto de oscilación.

Sistema alterno: El punto de referencia es constante, por ejemplo, 6.6. Se puede marcar una línea roja en el cuadrante del controlador que sirva de advertencia de que habrá oscilación cuando haya una indicación específica, por ejemplo 6.0.

Sistema original: El punto de referencia varía de acuerdo con AP. Para saber cuándo hay que esperar la oscilación, el operador debe observar dos indicadores en vez de uno. Dado que el punto de oscilación varía con AP, tiene que consultar una tabla o una gráfica de AP, contra el flujo esperado en la oscilación. Por ejemplo:

AP, kPa	Punto esperado de oscilación, m^3/h
1 000	6 700
800	6 000
600	5 200
400	4 300
200	3 200

2. Cambio en el punto de referencia.

Sistema alterno: El valor de un cambio en el punto de referencia en unidades reales de flujo se observa con facilidad. Por ejemplo, la diferencia entre 7.0 y 6.6 o entre 6.6 y la oscilación (Fig. 7).

Sistema original: Si se requiere cambiar el punto de referencia, habrá que determinar el flujo equivalente a un cambio dado en la razón del punto de referencia mediante alguno de los siguientes: a) un método de tanteos, b) calcular un valor o c) consultar el cálculo original del sistema.

Con referencia a las figuras 6 y 7 se explicará cómo funciona y cómo se calibra el sistema. Los principios para la medición son los mismos que con el sistema original (Fig. 4). Sin embargo, las dos señales, h y AP, las recibe un relevador sumador, UY, que resuelve la ecuación (5). El relevador transmite al controlador una señal que representa el punto de funcionamiento del compresor.

$$O = A - gB + K \quad (5)$$

en donde: O = salida, A = señal de flujo = $\%h/100$ o $(Q/Q_m)^2$, B = señal de aumento de presión $(P_d - P_s) = \Delta P/S_{\Delta P}$, K = polarización y g = ganancia.

Una reducción en h o un aumento en PP mueve el punto de funcionamiento del compresor hacia la oscilación. La ecuación (5) indica que la señal de salida, O , transmitida por el relevador sumador, UY, cambiará en la misma intensidad y en el mismo sentido que la señal de flujo, A , que recibe. Por lo tanto, cualquier disminución en el flujo aparece como señal decreciente para el controlador. La señal de entrada al controlador también

debe disminuir cuando aumenta AP. La señal AP, B, es invertida por UY para satisfacer este requisito. Por tanto la señal al controlador se reducirá conforme el punto de funcionamiento del compresor se mueve hacia la oscilación, sin que importe que ese cambio ocurra como resultado de reducción en el flujo, mayor aumento de presión o combinación de estas situaciones.

La señal de AP se multiplica por el factor g de ganancia. Este ajuste altera la pendiente de la línea de control para que concuerde con la de la línea de oscilaciones. Un ajuste incrementado de ganancia reducirá la pendiente.

El relevador sumador también incluye una polarización K de salida. Este se coloca de modo que se indique el gasto verdadero en el cuadrante del controlador, cuando el compresor funciona en las condiciones de diseño de flujo de entrada y aumento de presión. Se pueden aplicar factores de corrección para calcular el flujo verdadero en otras condiciones de funcionamiento, como se explicará más adelante.

Los valores de ganancia y polarización se determinan a partir de los datos en dos puntos de calibración (Fig. 7) y se seleccionan para producir la línea de control deseada. Estos datos se presentan en la tabla 1, y con ellos se calculan la ganancia y la polarización para el ejemplo, como:

$$g = (A_1 - A_2)/(B_1 - B_2) \quad (6)$$

$$g = (0.4356 - 0.2304)/(0.800 - 0.400) = 0.513$$

$$K = gB_1 \quad (7)$$

$$K = 0.513(0.800) = 0.410$$

Al sustituir estos valores en la ecuación (5), se encuentra:

$$0 = A - 0.513B + 0.410 \quad (8)$$

Tabla 1 Puntos de calibración para ganancia y polarización

	Punto	
	No. 1	No. 2
Flujo, m ³ /h	6 000	4 800
Flujo, señal A	(6 000/10 000) ²	(4 800/10 000) ²
	0.4356	0.2304
Flujo, cobertura, m ³ /h	10 000	
ΔP, kPa	800	400
ΔP, señal B	(800/1 000)	(400/1 000)
	0.800	0.400
ΔP, cobertura, kPa	1 000	
P ₁ , kPa	400	300
P ₂ , kPa (manométrica)	298.675	298.675
P ₂ , cobertura, kPa (manométrica)	300	

Se han utilizado relevadores sumadores neumáticos de diversas marcas para la aplicación UY; casi todos los fabricantes de instrumentos hacen sumadores electrónicos apropiados, y la mayor parte de éstos tienen varias entradas (hasta 5). En la mayor parte de las aplicaciones no se necesitan correcciones de las variaciones en T , P , etc. Si se van a necesitar, se pueden incluir 'en el cálculo del punto de funcionamiento del compresor, con el empleo del sumador electrónico de entradas múltiples, como se describirá más adelante.

Configúrese la línea de control con la de oscilaciones

Una de las ventajas que se aducen para el sistema de flujo/presión diferencial es que las mediciones lineales de P y h producen una línea de control con la forma de la línea de oscilaciones del compresor; lo que se cumple

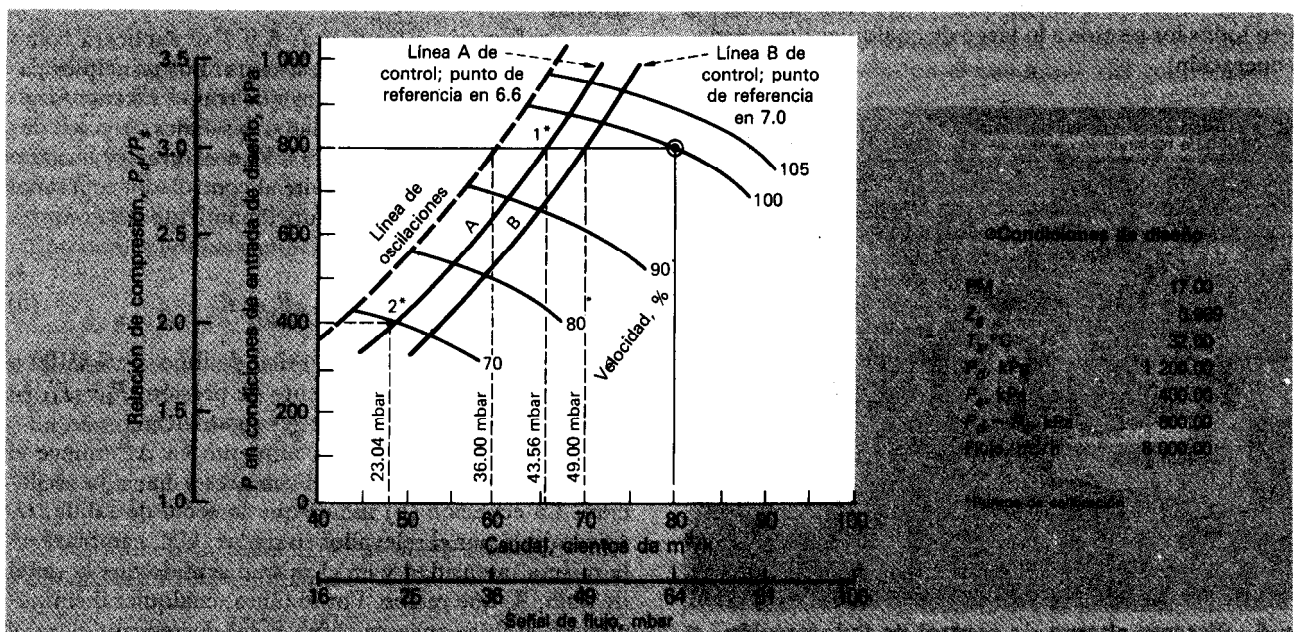


Fig. 7 El sistema alterno produce cambio en el punto de ajuste en unidades reales de flujo

para muchos compresores que tienen líneas parabólicas de oscilaciones como la 1 de la figura 1. Sin embargo, muchos compresores centrífugos no tienen este tipo de línea y, por ello, no se logran estas ventajas en muchas aplicaciones. La forma de la línea de oscilaciones 2 de la figura 1 es típica para la mayor parte de los compresores de flujo axial y para muchos centrífugos. Con esas líneas de oscilaciones, la línea de control del tipo de flujo/presión diferencial obviamente es inadecuada, y esto deja dos opciones:

Opción 1: Utilícese el sistema básico de flujo-presión diferencial y establézcase la línea de control según se requiera para tener márgenes de seguridad adecuados con las velocidades y presiones mínimas y máximas.

Opción 2: Utilícese un sistema modificado que produzca una línea de control que más o menos concuerde con la forma de la línea de oscilaciones.

La opción 1 daría por resultado un excesivo margen de seguridad e ineficiencia cuando se trabaje con baja capacidad y el aumento de presión nominal. Por lo tanto, la opción 2 parece ser la elección atinada, aunque no siempre ocurre así. El 'qué sea o no la preferible depende de las exigencias del proceso.

La opción 2 es un sistema complejo que sólo se debe utilizar si realmente se necesita. Si el proceso trabaja al 100 % de la capacidad, excepto durante los periodos cortos de arranques y alteraciones en el proceso, difícilmente se justifica un sistema de control más complejo y costoso que mejore la eficiencia de operación con capacidad reducida.

Para tomar una decisión adecuada sobre los requisitos del sistema de control, hay que evaluar las características del compresor y del proceso. El objetivo debe ser el empleo del sistema de control de oscilaciones más sencillo, pero que ofrezca protección y eficiencia de funcionamiento adecuadas para el compresor. Muchas veces el sistema básico de flujo/presión diferencial permitirá lograr este objetivo, aunque la configuración de las líneas de control y de oscilaciones pueda diferir.

Si la evaluación del compresor y del proceso indica que se necesita una configuración mejorada de la línea de control, entonces resulta práctico un sistema modifi-

cado de 'flujo/presión diferencial. La línea de control se puede configurar según se desee empleando un caracterizador de señales para modificar la señal **AP**. Sin embargo, hay otros métodos más deseables que el del caracterizador de señales que tiene calibraciones de pendiente múltiple y punto de interrupción que no son estándar. Los relevadores de raíz cuadrada y de elevación al cuadrado, todos con calibración estándar de fábrica, se han utilizado con éxito en el sistema alterno de control para mejorar la configuración de la línea de control. A continuación se presentan ejemplos que ayudarán a entender las técnicas.

Ejemplos ilustrativos de las opciones

Ejemplo 1. La línea de oscilaciones de la figura 8 corresponde a un compresor de flujo axial, de velocidad

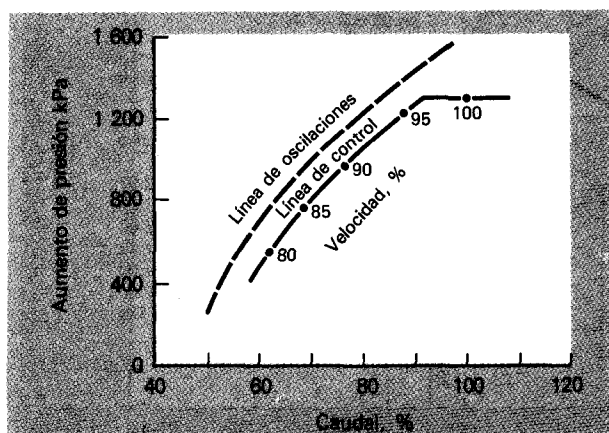


Fig. 8 Líneas de oscilaciones y de control de un compresor de flujo axial de velocidad variable

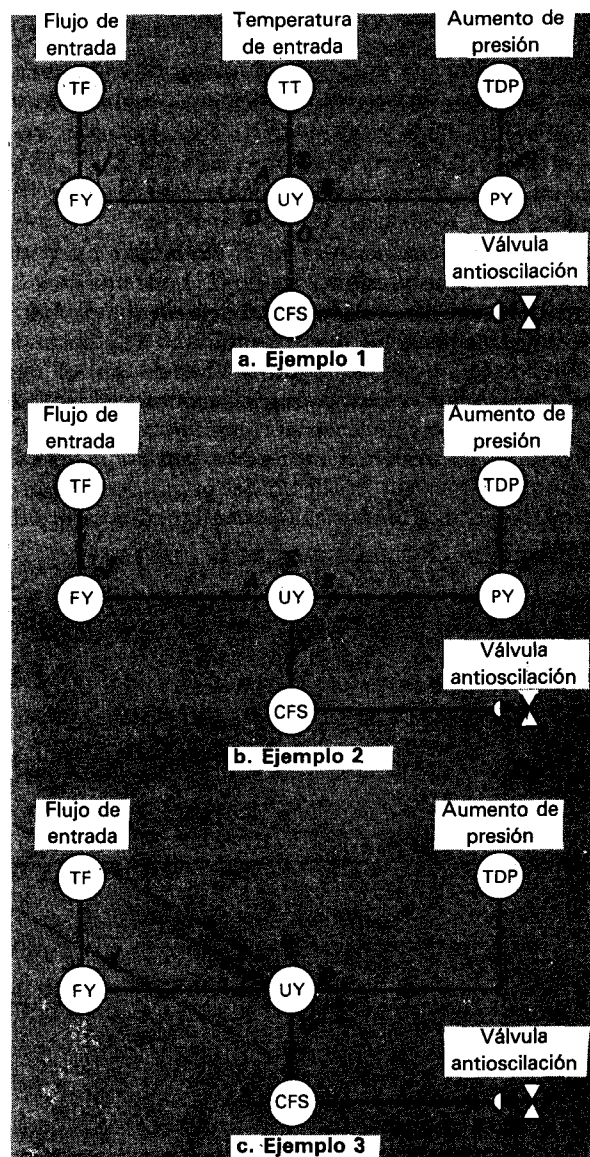


Fig. 9 Los relevadores de raíz cuadrada y de elevación al cuadrado mejoran la configuración de la línea de control del compresor

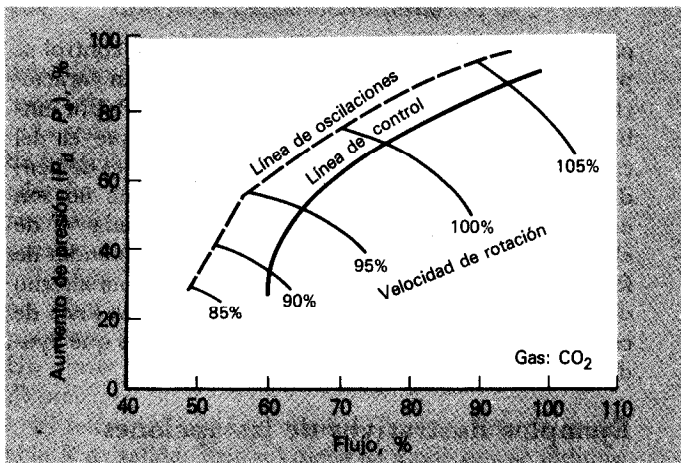


Fig. 10 Líneas de control y de oscilaciones de un compresor centrífugo de velocidad variable

variable. La línea de control se produjo con instrumentos electrónicos, dispuestos como se ilustra en la figura 9a, para resolver la ecuación (9):

$$O = A - B + 2(D - 0.5) + 0.738 \quad (9)$$

El funcionamiento normal fue en un amplio intervalo de condiciones de presión y de flujo. Los requisitos de aumento de presión variaron entre alrededor de 400 y 1 300 kPa, y el flujo fue desde un mínimo de 7 hasta un máximo de 54 kg/s. Se configuró la línea de control para acoplarla a la línea cóncava de oscilaciones, al linealizar la señal h de flujo y al elevar al cuadrado la señal AP de aumento en la presión. Una tercera entrada al relevador sumador corrigió el cálculo del punto de funcionamiento, respecto a las variaciones en la temperatura de entrada.

La línea de control (Fig. 8) se trazó a partir de datos reales de campo. El sistema de control de oscilaciones estableció los puntos de funcionamiento conforme se aumentó la velocidad del compresor de 80% hasta 100 %, en incrementos del 5 %. Con un aumento de presión de 1 290 kPa, el control se transfirió a un controlador de presión de descarga.

Ejemplo 2. La línea de oscilaciones de la figura 10 corresponde a un compresor centrífugo de velocidad variable que maneja dióxido de carbono gaseoso. La línea de control se produjo con instrumentos neumáticos, dispuestos como se indica en la figura 9b. La información así obtenida se utilizó para resolver la ecuación (10):

$$O = A - 0.9B + 0.223 \quad (10)$$

Ejemplo 3. El compresor es de flujo axial, de velocidad constante, con aspas de entrada de ángulo variable para regular la capacidad. La línea de control (Fig. 11) se produjo con instrumentos neumáticos, dispuestos como se indica en la figura 9c, con cuya información se resolvió la ecuación (11).

$$O = A - 0.67(C - 0.56) \quad (11)$$

Este compresor se utiliza en un proceso continuo que trabaja la mayor parte del tiempo al 100% de capacidad. Por lo tanto, no se necesitó un sistema más complejo para acoplar la línea de control a la configuración de la línea de oscilaciones. Sin embargo, se mejoró el acoplamiento con la adición de un sencillo extractor de raíz cuadrada; en otra forma la curvatura de la línea de control habría sido opuesta a la de la línea de oscilaciones. Asimismo se pudo haber eliminado el error por temperatura, pero no se justificó en virtud de las condiciones normales de funcionamiento, al 100% de capacidad.

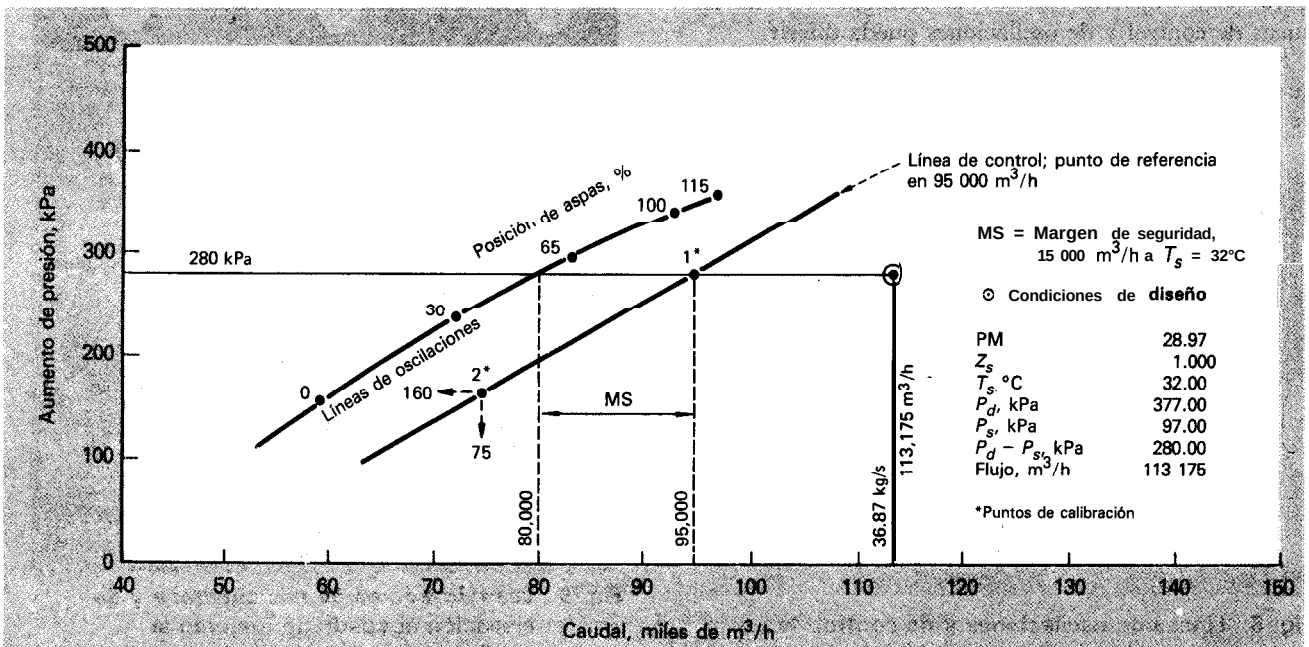


Fig. 11 Características y condiciones de diseño de un compresor de aire de flujo axial

Efecto de condiciones variables en el gas

Las ubicaciones de las líneas de oscilación y control son influidas por variaciones en la temperatura, T , en el peso molecular PM y en el factor de compresibilidad Z . Las dos líneas se desplazan en el mismo sentido, con lo cual el sistema tiende a ser autocorrector, tanto en el sistema de control original como en el alterno. Sin embargo, el efecto de autocompensación es parcial porque las variaciones en el gas producen un efecto no lineal en el aumento de presión, AP , pero un efecto lineal en la diferencial, h , que produce el elemento de flujo. Además, los cambios en la presión de entrada pueden causar un desplazamiento en la línea de control. Esto depende de la calibración del sistema, y se explicará en forma breve.

Se deben evaluar las variaciones en las condiciones del gas en cada aplicación para determinar el error resultante en el control. El cálculo de la línea de oscilaciones es complejo, y lo debe hacer el fabricante del compresor. Se debe trazar una línea de oscilaciones para las condiciones de operación más fuera de las de diseño que se operen. Luego, se debe calcular el efecto sobre el flujo controlado y situarlo sobre la curva de rendimiento del compresor en condiciones fuera de diseño para mostrar el error neto en el control. En las figuras 11 y 12 se ilustra un ejemplo de este procedimiento.

La diferencia entre las figuras 11 y 12 muestra los resultados de un cambio extremoso en la temperatura de entrada ($\Delta T = 64\%$). El margen de seguridad de 15 000 m^3/h (Fig. 11) en condiciones de diseño (32%) aumentó a 19 000 m^3/h (Fig. 12), con una temperatura de entrada de -32% .

Se utilizaron los datos de un cálculo de un compresor para trazar la línea de oscilaciones (Fig. 2) para las condiciones de baja temperatura. La ecuación (12), que es

la básica para el caudal, se transformó en la (13), para calcular la línea de control.

$$Q = C' \sqrt{h/\rho} \quad (12)$$

$$Q = \frac{C' \left[\left(\frac{Q_{pa}}{Q_m} \right)^2 + g \left(\frac{\Delta P P_s}{K_2} - K_1 \right) \right]}{\sqrt{\frac{(PM)(P_s)}{K_g T_s Z}}} \quad (13)$$

en donde Q = flujo, m^3/h ; g = ganancia = 0.67; K_1 = constante de calibración = 0.56; $K_2 = S_{\Delta P} P_s = (500)(97) = 48\,500$ y:

$$C' = Q_m \sqrt{\rho''}$$

$$C' = 125,000 \sqrt{\frac{(28.97)(97)}{(8.3145)(32 + 273.15)(1)}}$$

$$C' = 131551.37$$

Con el empleo de la ecuación (13), se puede calcular el flujo controlado contra AP para un punto de referencia dado del controlador, Q_{pa} , con cualquier valor de PM , T_s , P_s y Z_s . La cantidad entre corchetes de la ecuación (13) es básicamente la ecuación del relevador sumador, (11), reordenadas para despejar A , que es igual a la raíz cuadrada de h , (del extractor de raíz cuadrada).

La ecuación (12) es la base para desarrollar cualquier ecuación y evaluar las condiciones de funcionamiento fuera de diseño. Sin embargo, la cantidad entre corchetes de la ecuación (13) se debe adaptar para el sistema particular de control y para la ecuación del relevador sumador. Si se utilizase la ecuación (8) para calcular el valor de h , el resultado se escribiría como:

$$Q = C' \sqrt{\frac{\left(\frac{Q_{pa}}{Q_m} \right)^2 + g \left[\frac{P_s (R_c - 1)}{S_{\Delta P}} \right] - K}{\left[\frac{(PM)(P_s)}{K_g T_s Z} \right]}} \quad (14)$$

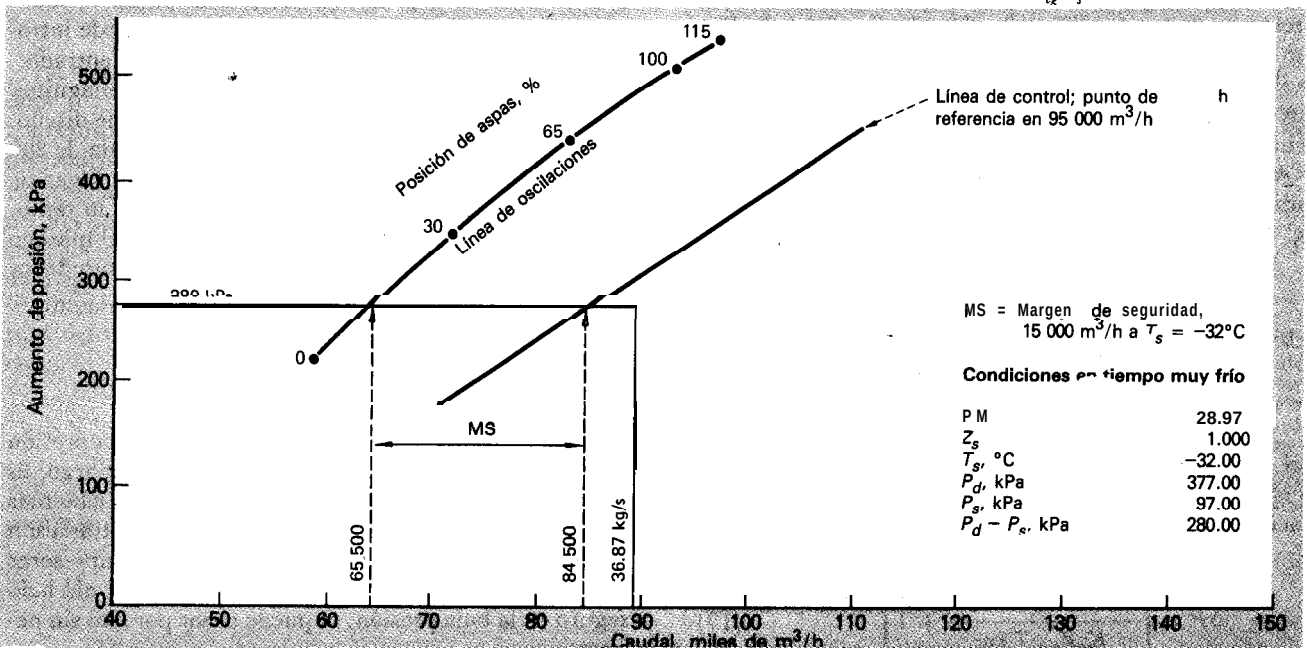


Fig. 12 Desplazamiento de la línea de oscilaciones y control de baja temperatura para un compresor de aire de flujo axial

en donde: $Q_m = 10\,000 \text{ m}^3/\text{h}$; $g = 0.513$, $K = 0.410$ y:

$$C' = Q_m \sqrt{\rho''}$$

$$C' = 10\,000 \sqrt{\frac{(17)(400)}{(8.3145)(32 + 273.15)(0.999)}}$$

$$C' = 16\,379.36$$

En este caso, la presión diferencial, AP , se calcula con:

$$AP = P_s(R_c - 1)$$

en donde P_s = presión de entrada, absoluta; y R_c = relación de compresión.

Se utiliza el término para la relación de compresión, porque la mayor parte de las curvas de rendimiento del compresor con presión variable de entrada se trazan como "R, contra caudal", con lo cual la curva de rendimiento y la ecuación son válidas para cualquier presión de entrada. Dado que AP varía directamente con P_s , la ecuación (14) permite el cálculo de la AP correcta para el valor de R_c tomado de la curva de rendimiento del compresor.

Aunque la ecuación (14) es un tanto compleja, incluye todas las variables que influyen en la línea de control. Una calculadora programable es conveniente para la evaluación. Por ejemplo, se pueden utilizar los valores extremos esperados de T_s o de P , en la ecuación (14) para evaluar la magnitud del error, con el fin de determinar si se necesitan factores de corrección en el sistema real de control.

Factores que influyen en la ecuación 8 e control

Se acaba de describir cómo influyen las condiciones "fuera de diseño" en la línea de control. El cálculo para mostrar el efecto sobre la línea de oscilaciones del compresor es muy complejo y lo debe hacer el fabricante. Sin embargo, se darán las ecuaciones (15) hasta (18) para ilustrar la influencia de todos los factores que se reflejan en cualquier lado de la ecuación (1), que es la ecuación simple del control.

Al reordenar la ecuación (12), se obtiene la (15), que indica que h varía en proporción directa a la densidad del gas:

$$h = \rho(Q/C')^2 \quad (15)$$

o bien:

$$h = \frac{(PM)(P_s)}{K_{cg} T_s Z_s} \left(\frac{Q}{C'} \right)^2$$

Las ecuaciones (16) y (17) indican que el cambio en el lado del compresor de la ecuación, AP , tiene una variación no lineal con la densidad.

$$AP = P_d - P_s = P_s(R_c - 1) \quad (16)$$

$$\Delta P = \left[\frac{(PM)H_p(k-1)}{K_{cg} Z_{prom} T_s k \eta_p} + 1 \right]^{\eta_p k / (k-1)} \quad (17)$$

Con el empleo de todos los factores de las ecuaciones (15) y (16) y la inclusión de la ganancia g y la polarización K , la ecuación (1) se convierte en:

$$\frac{(PM)P_s}{K_{cg} T_s Z_s} \left(\frac{Q}{C'} \right)^2 = g P_s \left\{ \left[\frac{(PM)H_p(k-1)}{K_{cg} Z_{prom} T_s k \eta_p} + 1 \right]^{\eta_p k / (k-1)} - 1 \right\} + K \quad (18)$$

Debido a que muchos de los factores aparecen en los dos miembros de la ecuación, el sistema es parcialmente autocompensador respecto a los cambios en las condiciones del gas. La polarización, K , se puede omitir para un compresor de baja relación, que comprima un gas ligero, y que tolere la convergencia de las líneas de control y de oscilaciones en $h = 0$ y $AP = 0$. Esto elimina por completo los errores en la presión de entrada, porque sin K en la ecuación (18), se cancelan los términos P_s .

Polarización en los sistemas de control

La polarización, K , se utiliza siempre en el sistema interno de control, pero se puede emplear en el original si es necesario. La diferencia entre emplear o no la polarización se ilustra con las líneas de control de las figuras 1 y 5 y con los procedimientos de calibración ya descritos para cada sistema.

Sin la polarización, la ecuación (4) se utilizó para calcular que la ganancia, g , era de 0.545. En el sistema alterno, se utilizó la ecuación (6) para calcular g como 0.513. El punto A_1, B , es el mismo punto de calibración para las ecuaciones (4) y (6). El otro punto, el A_2, B_2 , se seleccionó para la ecuación (6) con el fin de que la línea de control fuera paralela a la línea de oscilaciones, en lugar de permitir la convergencia de ellas en cero, cuando no se utiliza la polarización.

La adición de la polarización tiene la ventaja de mantener un margen de seguridad igual; pero, puede introducir cierto error cuando varía la presión de entrada.

Se utilizó la ecuación (14) para evaluar la magnitud del error con el 50% de la presión de entrada de diseño. El cálculo indicó que con una presión de entrada de 200 kPa, el sistema controlaría en 6 788 m³/h en lugar de en el punto de referencia de 6 600 m³/h. Por lo tanto, con la presión de entrada reducida (200 kPa), el margen normal de seguridad del 10% aumenta hasta alrededor de 13%, es decir:

$$\frac{[(6\,600 - 6\,000)/6\,000]100}{[(6\,788 - 6\,000)/6\,000]100} = 10\%$$

$$= 13.1\%$$

El margen de seguridad se reduciría con una presión de entrada más alta que la de diseño; sin embargo, es poco probable la operación con una presión mucho más alta que la normal. Las bajas presiones en la entrada son comunes durante el arranque y el paro de compresores de carcasas múltiples, pero como el error está del lado seguro en la baja presión, se puede pasar por alto sin peligro.

Eliminación del error

En la mayor parte de los casos el error en la presión de entrada ocasionado al utilizar polarización y ganancia más baja es insignificante. Si es necesario, se puede eliminar el error con el empleo de la presión de entrada al compresor como señal de entrada al relevador sumador; en éste se utilizarían las tres entradas para resolver:

$$0 = A - gbB - gcC + K \quad (19)$$

en donde A = señal de flujo, %h/100; B = señal AP , % $\Delta P/S_{\Delta P}$; C = presión de entrada, % P_s/S_{ps} y K = polarización.

Con el empleo de los mismos puntos de calibración de la tabla 1 (que se repiten en seguida), se pueden calcular los valores de gb , gcC , K y gc con:

Señal	Punto 1	Punto 2
A	0.4356	0.2304
B	0.800	0.400

Al sustituir los valores apropiados en la ecuación (6), se calcula gb como:

$$gb = \frac{0.4356 - 0.2304}{0.800 - 0.400} = 0.513$$

Para acabar de resolver la ecuación (19) para este ejemplo, se utilizarán las siguientes ecuaciones y se harán las sustituciones necesarias en cada una:

$$gcC = 2(0.5A_1 - 0.5gbB_1) \quad (20)$$

$$gcC = 2[0.5(0.4356) - 0.5(0.513)(0.800)] = 0.0252$$

$$K = gbB_1 + gcC \quad (21)$$

$$K = (0.513)(0.800) + 0.0252 = 0.4356$$

$$gc = (gcC)(S_{ps})/P_s \quad (22)$$

$$gc = (0.0252)(600)/400 = 0.0378$$

La señal C de presión de entrada de la ecuación (19) debe representar presión absoluta; se puede utilizar un transmisor calibrado en unidades absolutas. Si se utiliza un transmisor de presión manométrica, se debe convertir la señal en el relevador sumador, mediante la adición de una polarización que represente la presión atmosférica. En este caso, reemplazaría la entrada C por $(C + c)$, en donde c es la polarización atmosférica. En el supuesto de una presión barométrica de 101.325 kPa y una cobertura del transmisor de presión de 600 kPa, se evalúa c con:

$$c = \frac{P_{bar}}{S_{ps}} \quad (23)$$

$$c = 101.325/600 = 0.169$$

Se puede utilizar la ecuación (24) para calcular el flujo controlado:

$$Q = C' \sqrt{\frac{\left(\frac{Q_{pa}}{Q_m}\right)^2 + gb\left[\frac{P_s(R_c - 1)}{S_{\Delta P}}\right] + gc\left[\frac{P_{s(man)}}{S_{ps}} + c\right] - K}{\frac{(PM)P_s}{K_{eg}T_sZ_s}}} \quad (24)$$

en donde Q = flujo controlado, m³/h; $C' = 16\,379.36$; $Q_m = 10\,000$ m³/h; $gb = 0.513$; $gc = 0.0378$; R_c = relación de compresión (obtenida con la curva del compresor); $S_{\Delta P}$ = cobertura, $AP = 1\,000$; S_{ps} = cobertura, presión de entrada = 600 kPa; $P_{s(man)}$ = presión de entrada, manométrica; $K = 0.4356$; $K_{eg} = 8.3145$ y $c = 0.169$.

Conclusión

El sistema original de control flujo/presión diferencial es muy eficaz para compresores que tienen una línea de oscilaciones conformada de acuerdo con la ley de los ventiladores. En muchos compresores que no tienen ese tipo de línea, se puede mejorar el sistema básico con la adición de instrumentos estándar para producir una línea de control de la misma configuración que la línea de oscilaciones.

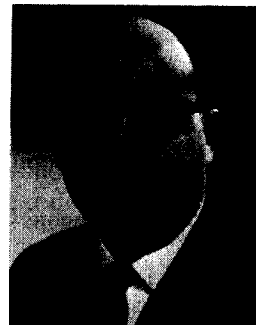
El sistema alterno es mejor para el operador porque le da información que se puede relacionar en forma directa con la curva de rendimiento del compresor. Si se necesita, se puede agregar compensación para la presión y temperatura de entrada, o para esta última.

El concepto original se desarrolló para compresores de velocidad variable, pero también es práctico para los de velocidad constante. Hay que evaluar todas las aplicaciones del proceso y del compresor para determinar los requisitos de control, y se debe utilizar el sistema de control de oscilaciones más sencillo posible que satisfaga las necesidades reales.

Referencias

1. Turbocompressor Antisurge Control, Application Engineering Data 000-25, The Foxboro Co., Foxboro, Mass., June 1965.
2. "Compressed Air and Gas Handbook," Compressed Air and Gas Institute, Cleveland, 1973.
3. Instrumenting & Controlling Centrifugal Compressors, in "Proceedings of the Fifteenth Annual ISA Chemical & Petroleum Instrumentation Symposium," Vol. 10, Instrument Soc. of America, Research Triangle Park, N.C., 1974.
4. Spink, L. K., "Principles and Practice of Flow Meter Engineering," 9th ed., The Foxboro Co., Foxboro, Mass., 1967.

El autor



John R. Gaston es ingeniero de diseño en Dresser Clark Div., Dresser Industria, Inc., P. O. Box 560, Olean, NY 14760, en donde ingresó en 1956 y desde 1967 se ha encargado de la ingeniería de aplicación y diseño de sistemas de control para turbocompresores. Es miembro de Instrument Soc. of America, ASME y National Management Assn.

Control de oscilaciones en compresores centrífugos de etapas múltiples

Se describe una estrategia de control que da por resultado una curva de oscilación linealizada. No hay que compensar el punto de referencia para los cambios de temperatura.

David F. Baker, Consultor

Se han formulado diversas estrategias para el control de oscilaciones en los **compresores**.¹⁻³ Sin embargo, en esos métodos se utilizan ecuaciones con exponentes no enteros y pueden ser engorrosos. Se describirá una estrategia de control para compresores de velocidad constante cuyo resultado es una sencilla ecuación lineal para la línea de oscilaciones.

Para plantear esta ecuación, se demostrará que los cambios en la temperatura tienen un efecto insignificante en la ubicación de la línea de oscilaciones. Por lo tanto, no se requiere una complicada computadora del punto de referencia para el control de las oscilaciones; sólo se **necesitan dos** transmisores; uno para medir la presión de descarga y otro para medir *PP* a través de un elemento de flujo de descarga. El sistema resultante, además de ser lineal, no requiere compensación.

La estrategia de control que se describirá tiene otra ventaja. Cuando hay alteración seria, accionará la válvula de recirculación para abrirla muy al principio de la alteración. En los sistemas convencionales nada ocurre hasta que es inminente la oscilación. Si la alteración tiene suficiente severidad, el sistema no tiene tiempo para responder y no se evitan las oscilaciones. También se describirá un método para que el sistema de control detecte que hay una oscilación inminente con alteraciones severas, sin que importe que esté funcionando el compresor a lo largo de su curva característica.

Se describirá la ubicación de la línea de oscilaciones y la selección de los aparatos básicos para el control. Hay otros aspectos en el control de oscilaciones que no se mencionarán, como las alteraciones rápidas que rara vez se detectan, la velocidad y el tipo de instrumentos y la integración del sistema de control de oscilaciones

con el de control del proceso. Antes de describir la estrategia, se hará una breve definición de las oscilaciones.

Definición de las oscilaciones

Las oscilaciones (*surge* en inglés) son una condición de inestabilidad en la cual se invierte momentáneamente el flujo. Se puede explicar examinando las curvas características de un compresor, que se ilustran en la figura 1

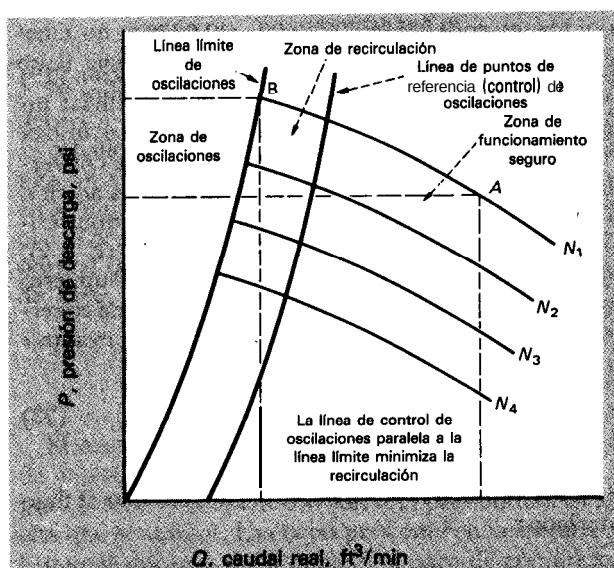


Fig. 1 Las curvas características y de puntos de referencia definen las zonas de funcionamiento del compresor

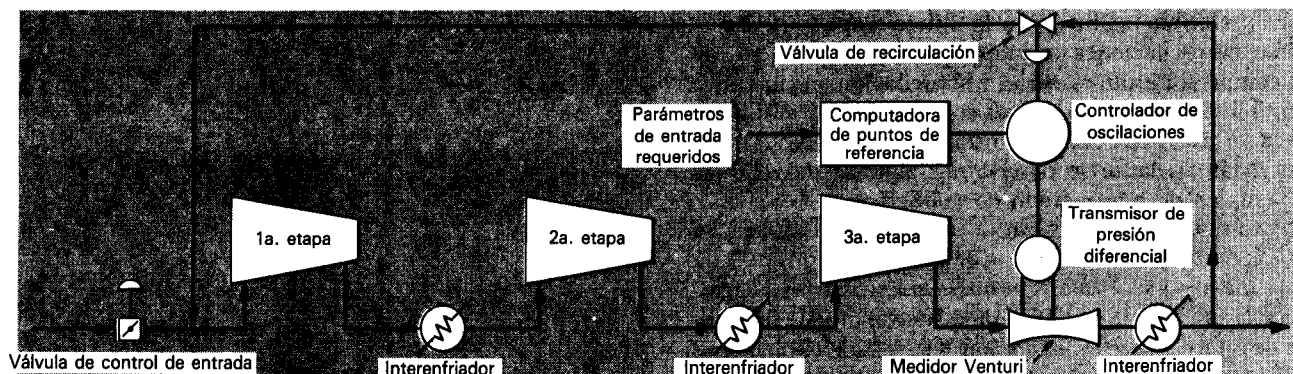


Fig. 2 Un transmisor de presión diferencial, colocado después de la última etapa de un compresor, asegura el control

para un compresor de una etapa. Hay una curva característica (N_1, N_2, N_3, N_4) para cada velocidad.

La línea de límite de oscilaciones indica dónde empiezan. A la derecha de esa línea está la del punto de referencia (o de control), que establece el ingeniero. Esta línea define dos zonas: una a la izquierda, en la cual se necesitan recirculación y purga para impedir las oscilaciones, y una a la derecha, en la cual no se necesita la recirculación, o sea la zona de funcionamiento seguro.

Las oscilaciones ocurrirían, por ejemplo, a la velocidad N_1 si el caudal se redujera de Q_A a Q_B , con un aumento consecuente en la presión de descarga, de P_A a P_B .

La teoría clásica de las oscilaciones expresa que ocurrirán en una etapa a lo largo de una línea definida por dos relaciones:

$$Q = C_v N \quad (1)$$

$$L = C_p N^2 \quad (2)$$

Estas ecuaciones son para compresores de una o de múltiples etapas sin interenfriadores. Los valores de C_v en las ecuaciones (1) y (2) son diferentes. En este comen-

tario, los valores de C a menudo varían de una ecuación a otra. Sin embargo, para evitar el empleo de subíndices adicionales, esos valores de C no se diferencian.

Estas relaciones son parte de las leyes de afinidad o de los ventiladores y, por supuesto, requieren se definan valores específicos de las dos constantes para la línea de oscilaciones. Las ecuaciones (1) y (2) se vuelven menos exactas cuando las condiciones varían en relación con las de diseño y el gas se desvía del comportamiento ideal.

Por lo general, las pruebas de campo para localizar un punto cerca del intervalo intermedio de funcionamiento producen una línea de oscilaciones de gran exactitud. El intervalo intermedio está a la mitad de los límites de presión de funcionamiento; por ejemplo, si un compresor tiene un intervalo de 100 a 150 psi, es preferible hacer las pruebas a 125 psi. Hay que repetir las pruebas periódicamente para comprobar si hay desplazamiento de la línea de oscilaciones por desgaste o corrosión, y quizá haya necesidad de volver a calibrar la línea del punto de referencia.

El algoritmo

El primer paso para implantar un sistema de control de oscilaciones es decidir cómo se combinarán las ecuaciones (1) y (2) en un algoritmo que se acomode más al sistema de compresión. En cualquier sistema de control se deben tener en cuenta el costo de las mediciones del proceso, la configuración de las tuberías y los parámetros de funcionamiento.

Al analizar estos factores, se encuentra que la **AP**, medida a través de un elemento de flujo, en vez de la presión de descarga, es una variable excelente para medir las oscilaciones, debido a la configuración de la curva de funcionamiento conforme se aproxima la situación de oscilaciones. Cerca de las oscilaciones, el cambio en la presión es poco importante, pero el cambio en **AP** es considerable.

Sin embargo, la adición de un elemento de flujo consume más energía. Por supuesto, un medidor de flujo en la corriente de gas producirá una pérdida de presión. La forma más económica para medir **AP** es poner un elemento de flujo con baja pérdida en la descarga de la última etapa.

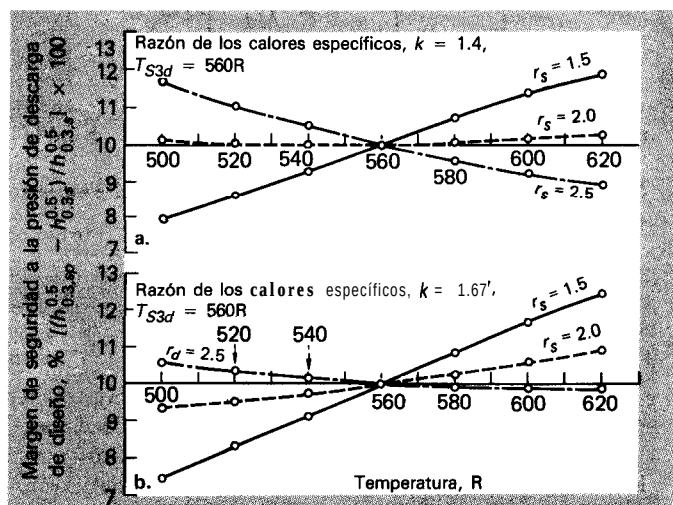


Fig. 3 El cambio de la temperatura de entrada en la última etapa no ocasiona problemas de funcionamiento

Es preferible medir **AP** en la última etapa para determinar las oscilaciones en cualquier etapa. Las etapas de un compresor están en serie, y la oscilación en cualquier punto invertirá el flujo del gas en ese punto. El resultado suele ser una inversión casi instantánea en todas las etapas. Más adelante se describirán algunas desventajas del empleo de este método de medición.

Para obtener la protección contra las oscilaciones, se establece una línea de puntos de referencia con un flujo 10 % mayor que el valor que corresponde a las oscilaciones a la presión de descarga de diseño. La línea de puntos de referencia se establece paralela a la de oscilaciones (Fig. 1). La distancia entre ellas puede ser mayor o menor del 10 %, según el proceso, el compresor y las características de control individuales. El 10 % se convierte en un 21% de **AP** a través del elemento de flujo, debido a la relación de raíz cuadrada entre el flujo y h :

$$Q = f(h)^{1/2} \quad (3)$$

$$Q_{pa} = 1.1Q_o = f(1.21h_o)^{1/2} \quad (4)$$

Considérese una unidad de tres etapas con interenfriadores (Fig. 2). El compresor se impulsa con motor eléctrico de velocidad constante. Hay una válvula de control de entrada para regular la carga del compresor y una válvula de recirculación accionada por el sistema de control antioscilaciones. El elemento de flujo se instala entre la última etapa y el interenfriador y, por ello, necesita soportar temperaturas hasta de 300°F.

Para desarrollar el algoritmo, hay que ampliar las ecuaciones (1) y (2) a fin de producir una sola expresión para la línea de oscilaciones, que incluya parámetros medidos con facilidad y exactitud. El flujo y la carga reales se definen con:

$$Q = \sqrt{\frac{C_{ef} h T Z}{PM}} \quad (5)$$

$$L = \frac{1545 T_s Z}{M \phi} \left[\frac{P_D^\phi}{P_S^\phi} - 1 \right] \quad (6)$$

Dado que el funcionamiento se lleva a cabo a velocidad constante, se pueden simplificar las ecuaciones (5) y (6) si se hacen $Q (= Q_{s3})$ y $L (= L_3)$ iguales a constantes. El flujo de entrada en la tercera etapa se debe expresar como función del parámetro del elemento de flujo de descarga; para ello se aplica la ley de los gases ideales:

$$\frac{P_{s3} Q_{s3}}{T_{s3}} = \frac{P_{D3} Q_{D3}}{T_{D3}} \quad (7)$$

Al sustituir Q_{D3} de la ecuación (5) en la (7), reordenar y hacer la expresión resultante igual a una constante:

$$Q_{s3}^2 = \frac{C_{ef} P_{D3} T_{s3}^2 h_{D3} Z}{P_{s3}^2 T_{D3} M} = C_{Q3} \quad (8)$$

o bien

$$h_{D3} = \frac{C_{Q3} M P_{s3}^2 T_{D3}}{C_{ef} Z P_{D3}^2 T_{s3}^2} \quad (9)$$

Notación

C	Constante, que toma valores distintos en las diferentes ecuaciones
Δ	Presión diferencial a través del elemento de flujo, in de agua
k	Razón de los calores específicos del gas comprimido
L	Carga politrópica por etapas del compresor, ft-lb/lb
M	Peso molecular del gas comprimido
N	Velocidad de rotación, rpm
η_p	Eficiencia politrópica, expresada como decimal
ϕ	Exponente politrópico de compresión $= \frac{k-1}{k\eta_p}$
P	Presión, psi
Q	Caudal o desplazamiento real, ft ³ /min
r	Relación de presiones de etapas del compresor
T	Temperatura absoluta, R
Z	Factor de compresibilidad

Subíndices

d	Valor en condiciones de diseño
ef	Elemento de flujo
S	Valor en la entrada o succión del compresor
U	Valor en la salida de la última etapa
D	Valor en la salida o descarga de etapa del compresor
Q	Valor del flujo en situación de oscilaciones
o	Valor en situación de oscilaciones
pa	Valor de referencia
0	Cero
1,2,3	Indican el número de etapa

Se utiliza la ecuación (6) con $L_3 = C_{L3}$ para eliminar P_{s3} y se utiliza la relación temperatura/presión para la compresión politrópica a fin de eliminar T_{D3} :

$$P_{s3} = P_{D3} \left[1 + \frac{C_{U3} M \phi}{1545 T_{s3} Z} \right]^{-1/\phi} \quad (10)$$

$$T_{D3} = T_{s3} \frac{P_{D3}^\phi}{P_{s3}^\phi} \quad (11)$$

Se eliminan P_{s3} y T_{D3} de la ecuación (9) con el empleo de las ecuaciones (10) y (11):

$$h_{D3} = \frac{C_{Q3} M}{C_{ef} Z} \frac{T_{s3}^{\left(\frac{2}{\phi}-2\right)}}{\left(T_{s3} + \frac{C_{U3} M \phi}{15452}\right)^{\left(\frac{2}{\phi}-1\right)}} P_{D3} \quad (12)$$

Ahora se aplicarán algunas suposiciones comunes, o sea que M , Z y ϕ son constantes cuando hay oscilaciones, dentro de los límites generales de funcionamiento, lo cual simplifica más la ecuación. Primero, se definirán dos términos nuevos:

$$\text{Sea } C_{x3} = \frac{C_{Q3} M}{C_{ef} Z} \quad \text{y sea } C_{y3} = \frac{C_{U3} M \phi}{15452}$$

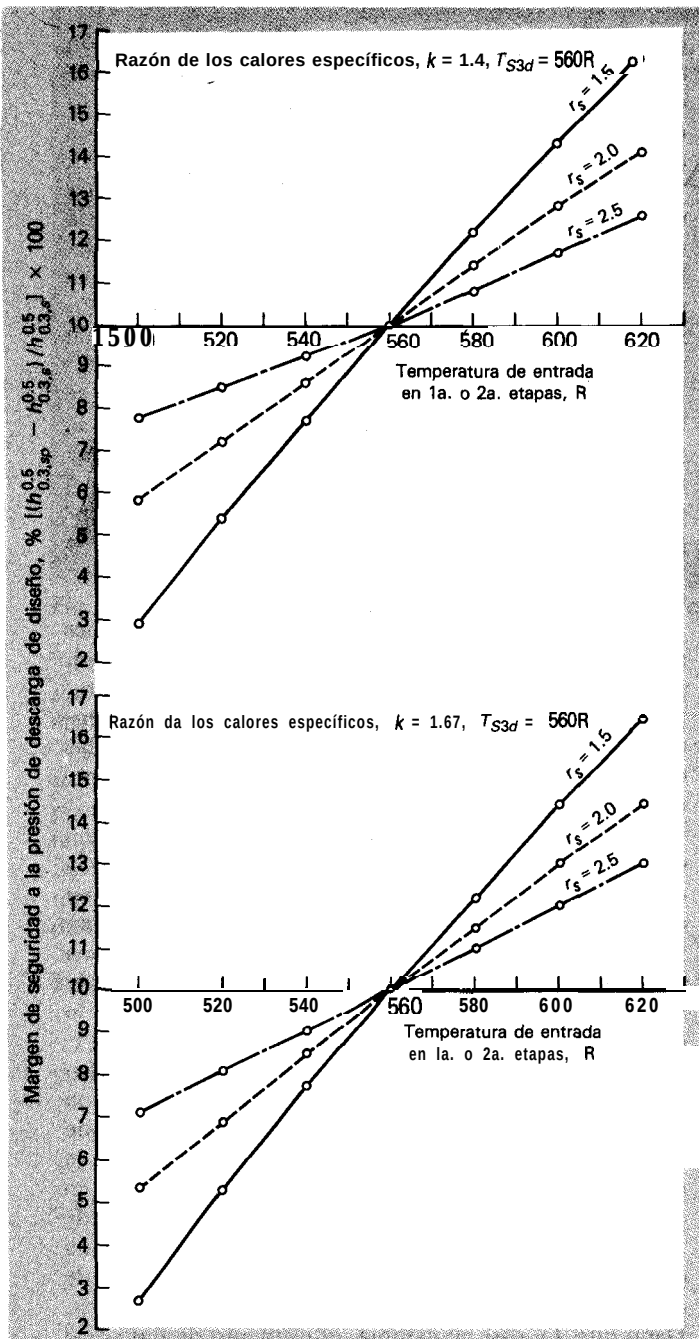


Fig. 4 Cuando las temperaturas de entrada en la 1a. y 2a. etapas varían respecto de los valores de diseño, se desplaza el margen de seguridad

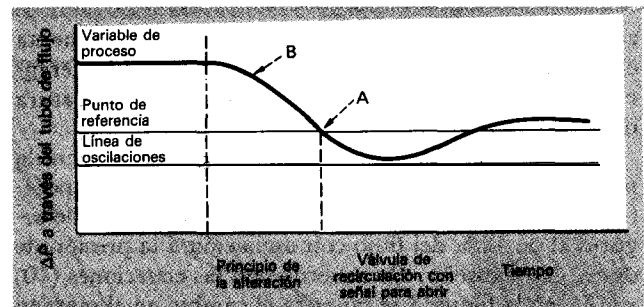


Fig. 6 Una situación en la cual la acción correctora es lo bastante rápida para impedir las oscilaciones

Entonces la ecuación (12) se convierte en:

$$h_{D3} = C_{x3} \left[\frac{T_{s3}^{\left(\frac{2}{\phi}-2\right)}}{(T_{s3} + C_{y3})^{\left(\frac{2}{\phi}-1\right)}} \right] P_{D3} \quad (13)$$

La curva de oscilaciones es lineal. Se expresa como una relación directa entre la diferencial en el elemento de flujo de descarga y la presión de descarga, siempre y cuando la temperatura en la tercera etapa sea constante.

Variación en la temperatura

Sin embargo, la temperatura de entrada no siempre es constante. Un cambio pequeño en la temperatura o flujo del agua de enfriamiento o en la capacidad de transferencia de calor del interenfriador alterará la temperatura de entrada de la tercera etapa. Pero ¿es esto un problema?

No lo es. La expresión entre corchetes de la ecuación (13) varía muy poco en un amplio intervalo de temperaturas. Por ejemplo, supóngase que $T_{s3d} = 560$ R, la relación de presión en la tercera etapa es de 2.0 y $\phi = 0.33$. Entonces, $C_{y3} = 143.9$. El valor de la expresión entre corchetes de la ecuación (13) es de 0.0005613. Si la temperatura fuera a varias $\pm 60^\circ\text{F}$, este valor cambiaría de 0.0005561 para el caso de baja temperatura hasta 0.0005609 para la alta temperatura. Éste es un despla-

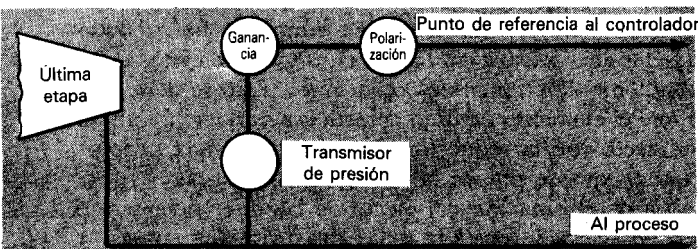


Fig. 5 Este sistema mantiene el control de las oscilaciones sin compensación de temperatura

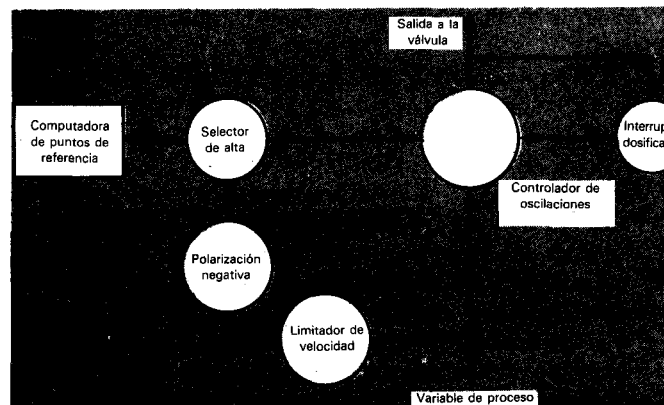


Fig. 7 Se agrega un limitador de velocidad, y polarización para proveer un algoritmo "previsor"

zamiento máximo de -0.926% en el valor, y aumenta el margen de seguridad. La línea de puntos de referencia se basa en la línea de oscilaciones con temperatura de diseño y no se desplazará con la temperatura.

Para que este efecto sea más significativo en la protección contra oscilaciones, supóngase una temperatura de entrada de diseño de 100°F y un margen de seguridad de 10% del flujo con oscilación a la presión de descarga de diseño. De acuerdo con las ecuaciones (10) y (13), en la figura 3 se muestra el cambio en el margen de seguridad conforme la temperatura de entrada cambia de 40 a 100°F. Esto se hace para gases con razones de los calores específicos, k , de 1.4 y 1.67 y para relaciones de compresión, r_o , por etapa de 1.5, 2.0 y 2.5. Se supone que la eficiencia politrópica es de 75 % constante, y se supone que la presión de descarga es constante en el valor de diseño.

En la figura 3 se muestra que el margen de seguridad puede aumentar o disminuir con los cambios de temperatura, según sea la combinación de valores de diseño de la temperatura, ϕ , de entrada y de la relación de presión en la oscilación. Incluso así, las grandes variaciones de temperatura que se ilustran se presentarán rara o ninguna vez, y la disminución máxima en el margen de seguridad será menor de 8%.

Algunas de las curvas de la figura 3 indican que casi no hay variación en el margen de seguridad con la temperatura de entrada. En un sistema dado, se puede encontrar con cuáles variaciones de la temperatura de entrada no habrá desplazamiento en la línea de oscilaciones.

Para encontrar esa temperatura, hay que derivar la ecuación (12) con respecto a T_{s3} y hacer los resultados iguales a cero:

$$T_{s30} = (r_o^\phi - 1) \left(\frac{2}{\phi} - 2 \right) T_{s3d} \quad (14)$$

El valor de ϕ se toma a lo largo de la línea de oscilaciones. T_{s30} es igual a la temperatura de entrada cuando $dh/dT_{s3} = 0$.

El valor de T_{s30} (Fig. 3), para $r_o = 2.0$, es de 550/R. Una temperatura de diseño igual o cercana al valor de T_{s30} esencialmente no producirá desplazamiento en la línea de oscilaciones con grandes cambios de temperatura.

La ecuación final para las oscilaciones, por lo tanto, es:

$$h_{D3} = C_{o3} P_{D3} \quad (15)$$

Oscilaciones en otras etapas

Hasta ahora, sólo se han comentado las oscilaciones en la última etapa. ¿Qué pasa si ocurren primero en otra etapa?

En el caso ideal, no debe haber problema. Durante las pruebas de campo de compresores se observan los valores de h_{D3} y de P_{D3} a la primera señal de oscilaciones, sin que importe la etapa en que ocurran. Después, se calibra el sistema para quedar lejos de esta condición. Se logrará protección contra oscilaciones siempre y

cuando sigan ocurriendo primero en la misma ubicación en todo el intervalo (rango) de funcionamiento. Las oscilaciones suelen ocurrir en la misma ubicación física, por ejemplo en un álabe particular en determinada etapa.

Lo anterior podrá no ser cierto durante funcionamiento intensamente transitorio. Si hay una diferencia relativamente grande en el volumen entre las etapas, debido a interenfriadores grandes, el flujo instantáneo podría ser alto en una etapa, mientras se "llena" (aumenta la presión) en el interenfriador, y ser bajo en otra, cuando se "vacía" (descarga la presión).

Fuera de recomendar que el margen de seguridad se haga suficientemente amplio, no se comentará la protección para este tipo de situación. Sin embargo, se necesita un sistema separado de paro de emergencia o de recirculación de emergencia accionado con rapidez por las oscilaciones, si es que éstas no se pueden detener con la modificación del sistema de control antes descrita.

Otra preocupación es un cambio en las condiciones en otras etapas. Ya que se ha supuesto que la velocidad, peso molecular, razón de los calores específicos, compresibilidad y eficiencia politrópica son constantes dentro de los límites normales de funcionamiento en las oscilaciones, ¿qué ocurre si cambian la presión y temperatura de entrada en las dos primeras etapas?

Los cambios en la presión de entrada no producen efecto en la pendiente de la línea de oscilaciones. En la ecuación (10) se indica que la relación de presiones en cualquier etapa es constante en las oscilaciones, siempre y cuando la temperatura de entrada en esa etapa sea constante. Cuando cambia la presión de entrada, la presión de descarga varía en una cantidad proporcional, lo cual mantiene la validez de la ecuación (15).

La única variable que se debe observar es la temperatura de entrada en la primera y segunda etapas. Una razón es que la capacidad de transferencia de calor de los intercambiadores no permitirá que un cambio en la temperatura, por ejemplo, en la primera etapa, pase en grado importante a la tercera etapa. Un aumento de 10°F en T_{s1} puede aumentar T_{s2} en 2°F y T_{s3} en una cantidad no mensurable. Esto elimina la posibilidad de cualquier compensación "natural" en la tercera etapa. Dado que T_{s3} casi no cambia, el elemento de flujo después de la tercera etapa no detecta problema, aunque pueda afectarse la línea de oscilaciones de la primera etapa.

Otra razón es que los cambios en la temperatura de entrada harán variar la relación de presiones a la cual ocurren las oscilaciones en una etapa. Se ha probado que las alteraciones en T_{s3} tienen muy poco efecto en la pendiente de la línea de oscilaciones. Esto se debe sólo a que el elemento de flujo detecta esa variación y anula su efecto con la reducción de h_{D3} en la misma proporción en que se reduce la presión de descarga.

La determinación del efecto de las diferencias en la temperatura de entrada a las dos primeras etapas se puede hacer al expresar la línea de oscilaciones de estas etapas en términos de h_{D3} y de P_{D3} . Las suposiciones serán las mismas que antes y, además, se supone que to-

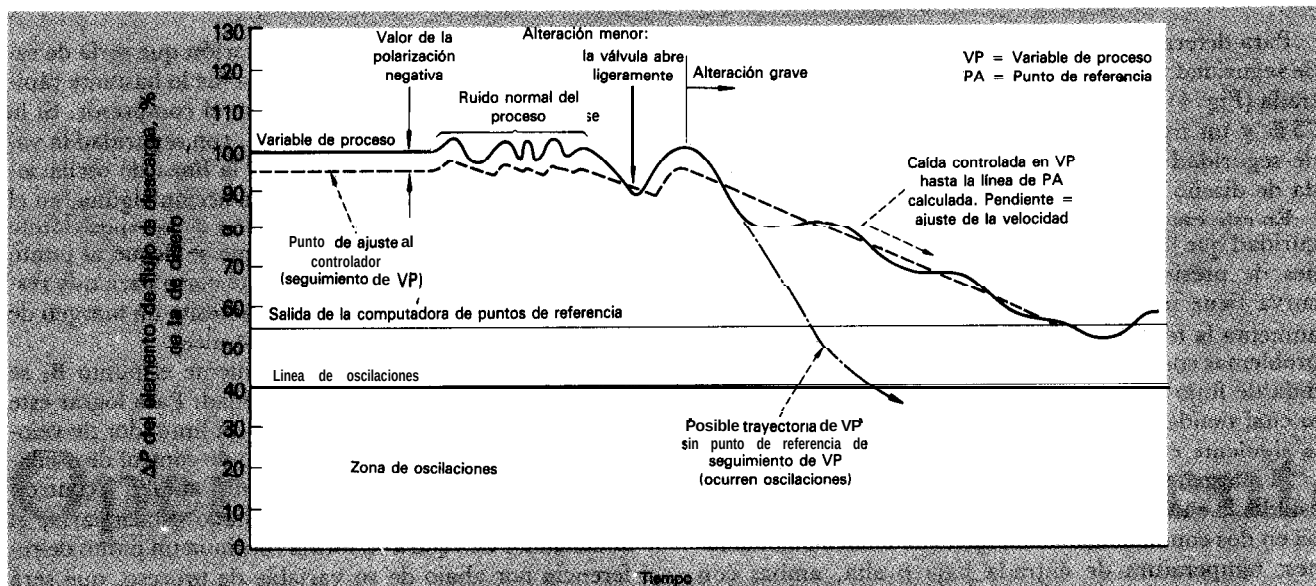


Fig. 8 El sistema de control de la figura 7 impide las oscilaciones durante las alteraciones serias

das las temperaturas de entrada son constantes, excepto en la etapa que se investiga.

Se supondrá además que las relaciones de presiones a través de las etapas que no se están investigando permanecen constantes, aunque estas etapas no necesariamente permanezcan sobre sus propias líneas de oscilaciones. Se considera que estas pequeñas desviaciones de todos modos permitirán una ilustración clara del movimiento de la línea de oscilaciones de la etapa que se investiga.

Línea de oscilaciones de la segunda etapa

Con el flujo real constante durante las oscilaciones, se vuelve a escribir la ecuación (9) para la segunda etapa:

$$h_{D3} = \frac{C_{02} M}{C_{y2} Z} \frac{P_{S2}^2}{P_{D3}} \frac{T_{D3}}{T_{S2}^2}$$

o bien

$$h_{D3} = C_{x2} \frac{P_{S2}^2}{P_{D3}} \frac{T_{D3}}{T_{S2}^2} \quad (16)$$

Con la carga constante durante las oscilaciones, se vuelve a escribir la ecuación (10) para la segunda etapa:

$$P_{S2} = P_{D2} \left[1 + \frac{C_{U2} M \phi}{1545 T_{S2} Z} \right]^{-1/\phi}$$

o bien

$$P_{S2} = P_{D2} \left[1 + \frac{C_{y2}}{T_{S2}} \right]^{-1/\phi} \quad (17)$$

Se hacen las siguientes suposiciones:

1. $P_{D2} = P_{S3}$ (caída insignificante de presión en el interenfriador)
2. $\frac{P_{D3}}{P_{S3}} = \frac{P_{D3}}{P_{D2}} = \text{constante (con } T_{S3} \text{ constante)} = C_{r3}$
3. $T_{D3} = \text{constante} = C_{TD3}$

Al combinar las ecuaciones (16) y (17) con las suposiciones:

$$h_{D3} = \frac{C_{x2} C_{TD3}}{C_{r3}^2 T_{S2}^2 \left(1 + \frac{C_{y2}}{T_{S2}} \right)^{2/\phi}} P_{D3} \quad (18)$$

Línea de oscilaciones de la primera etapa

$$h_{D3} = C_{x1} \frac{P_{S1}^2}{P_{D3}} \frac{T_{D3}}{T_{S1}^2} \quad (19)$$

$$P_{S1} = P_{D1} \left[1 + \frac{C_{y1}}{T_{S1}} \right]^{-1/\phi} \quad (20)$$

Las suposiciones son las mismas que antes y, además:

$$\frac{P_{D2}}{P_{S2}} = \frac{P_{D2}}{P_{D1}} = \text{constante (con } T_{S2} \text{ constante)} = C_{r2}$$

Al combinar las ecuaciones (19) y (20) con las suposiciones, se tiene:

$$h_{D3} = \frac{C_{x1} C_{TD3}}{C_{r2}^2 C_{r3}^2 T_{S1}^2 \left(1 + \frac{C_{y1}}{T_{S1}} \right)^{2/\phi}} P_{D3} \quad (21)$$

¿Se alterará en forma importante un margen de seguridad preestablecido con una variación en la temperatura de entrada en las dos primeras etapas? En el supuesto de que la presión de descarga sea constante en el punto de diseño, como se hizo para la tercera etapa, las ecuaciones (18) y (21) indican que las variaciones en la temperatura de entrada no producen cambios importantes en h_{D3} . El término $(T_{S1}^2 \text{ o } T_{S2}^2)$ de la temperatura elevada al cuadrado disminuye h_{D3} cuando aumenta la temperatura, en tanto que el término entre corchetes la aumenta.

Para determinar el desplazamiento real en el margen de seguridad, éste se traza contra la temperatura de entrada (Fig. 4). Se suponen una eficiencia politrópica del 75% y un margen de seguridad del 18% del margen de seguridad de flujo, con una temperatura de entrada de diseño de 100°F.

En este caso, hay mayor variación en el margen de seguridad que la indicada en la figura 3. Las bajas relaciones de presiones tienen la máxima pendiente. Cada curva tiene un margen de seguridad creciente, según aumenta la temperatura de entrada. Por lo general, los problemas con los interenfriadores son obstrucción, pérdida de flujo de agua y alta temperatura de ésta, todo lo cual tiende a aumentar la temperatura de entrada a la siguiente etapa.

El margen mayor de seguridad se puede explicar si se estudia la entrada de una de las etapas de corriente arriba en dos condiciones, a lo largo de la línea de oscilaciones: temperatura de entrada baja o alta, ambas con presión y temperatura de descarga constantes en la última etapa. Las condiciones, en ambos casos, son las mismas en la última etapa.

El flujo real de entrada es función de la velocidad molecular (el movimiento promedio de avance de las moléculas) hacia la entrada. El flujo real es el mismo para temperaturas bajas y altas; esto debe ser cierto, porque el funcionamiento todavía es a lo largo de la línea de oscilaciones y da por resultado la misma velocidad molecular. El único cambio es que hay menos moléculas por unidad de tiempo, o sea que cambia la densidad.

Esto significa que hay menos moléculas que pasen por el tubo de flujo por unidad de tiempo, con las mismas presión y temperatura. El resultado es una presión diferencial más baja en el tubo, con lo cual la línea de oscilaciones se desplaza hacia la izquierda, sólo en esta etapa.

En el ejemplo que se presenta, el margen de seguridad del sistema de control de oscilaciones se conservará sin compensación de temperatura. Esto no ocurre de necesidad en sistemas con temperaturas de entrada que puedan bajar mucho respecto de los valores de diseño, como en las operaciones criogénicas.

La computadora del punto de referencia de este ejemplo se ilustra en la figura 5. La unidad de ganancia ajusta la señal del transmisor de presión para que se acople a la pendiente de la línea de oscilaciones. La unidad de polarización compensa el hecho de que normalmente se utiliza un transmisor de presión manométrica, y se requiere un ajuste a la presión absoluta. La unidad también suministra el margen de seguridad requerido entre las líneas de oscilaciones y de puntos de referencia.

Alteraciones importantes

Un compresor que funciona en su punto de diseño o más allá del mismo, no necesita de inmediato un sistema de control de oscilaciones. Pero, si se cierra una válvula de descarga o se reduce el flujo de succión, los controles deben actuar en forma casi instantánea. Cuando ocurre una de estas alteraciones, sería absurdo esperar hasta que la variable del proceso sea igual al punto de referencia, para efectuar una acción correctora.

En la figura 6 se ilustra una situación que sería de esperar en la que la acción correctora fue lo bastante rápida para impedir las oscilaciones en el compresor. Si la alteración hubiera sido más severa, con seguridad la variable del proceso habría cruzado la línea de oscilaciones. Esto se debe a que no ocurrirá acción alguna, en el supuesto de que no haya finalización de la reposición lo que empeoraría las cosas, hasta que se llegue al punto A. Esto da un tiempo relativamente corto para que responda el sistema. Por lo tanto, se necesita un margen de seguridad de un tamaño antieconómico.

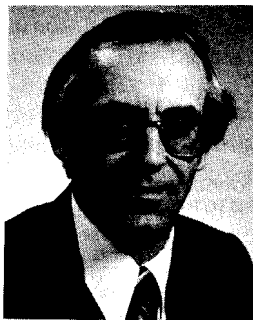
Si se pudiera utilizar temporalmente el punto B, se podría reducir el margen de seguridad. Para lograr este algoritmo "previsor", se agregan un limitador de velocidad y una polarización al circuito de control de oscilaciones (Fig. 7) para tener un "muy amplio" control. Durante el funcionamiento de estado estacionario, el controlador detectará en forma continua un punto de referencia por abajo de su variable de proceso, que será igual a la polarización negativa. Este valor se ajusta lo suficientemente elevado para que los cambios esperados en el funcionamiento o el ruido de baja frecuencia no hagan que se abra la válvula de recirculación.

El límite de velocidad sólo necesita funcionar durante una caída rápida en la variable de proceso. En la figura 8 se ilustra la acción del algoritmo. El límite de velocidad se ajusta inicialmente en el caudal máximo de reducción esperado en el proceso, y debe quedar dentro de la capacidad de respuesta del controlador. En las pruebas de campo con el se ajustan los valores finales del limitador de velocidad y del nivel de polarización negativa que aseguren una interferencia mínima con el funcionamiento normal, a la vez que un control estable durante las alteraciones.

Referencias

1. White, M. H., Surge control for centrifugal compressors, *Chem. Eng.*, Vol. 79, No. 29, Dec. 25, 1972, p. 54.
2. Warnock, J. D., Methods for control of centrifugal and reciprocating compressors, Proceedings, 27th Annual Symposium on Instrumentation for the Process Industries, Texas A&M University, College Station, Tex., Jan. 19-21, 1972, p. 66.
3. Staroselsky, Naum and Ladin, Lawrence, Improved surge control for centrifugal compressors, *Chem. Eng.*, Vol. 86, No. 11, May 21, 1979, p. 175.

El autor



David F. Baker tiene su domicilio en 21 Parkside Ave., Buffalo, NY 14214. Trabajó cuatro años en el Compresor Controls de Dept. de Allis-Chalmers y ahora es consultor independiente, Linde Div., de Union Carbide, Tonawanda, N.Y. Tiene título de ingeniero naval de la State University of New York Maritime School y maestría en Economía por la State University of New York en Buffalo. Es ingeniero profesional en New York, Pennsylvania, New Jersey y California, y miembro activo de la Instrument

Soc. of America.

Sección IV

Operación y mantenimiento

Operación segura de compresores para oxígeno

Lubricación de compresores de aire

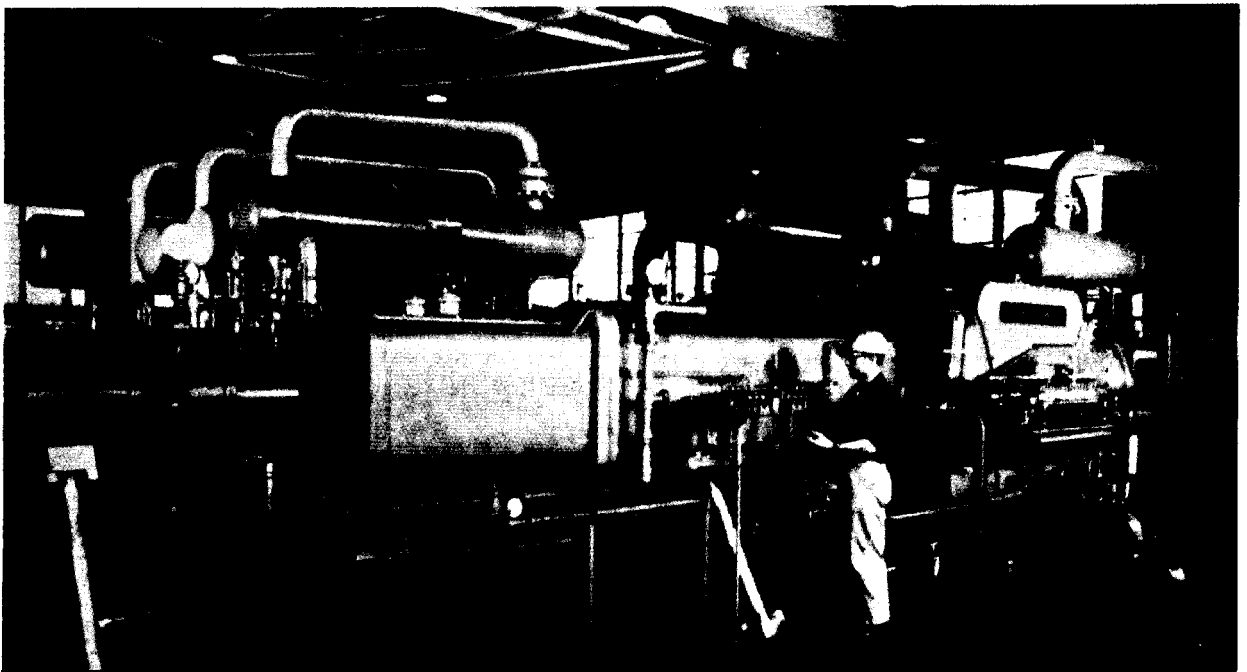
Selección y mantenimiento de bielas de compresores reciprocantes

Guía para compresores sin problemas.

Operación segura de compresores para oxígeno

Cuando bastan las marcas de los dedos en un cilindro para ocasionar un violento incendio ¿qué características especiales de diseño, precauciones en la fabricación y procedimientos de mantenimiento se requieren para operar con seguridad los compresores para oxígeno?

William M. Kauffmann, Ingeniero consultor



Los ingenieros y supervisores de operación de compresores para oxígeno casi siempre conocen las precauciones de seguridad necesarias. Sin embargo, como los compresores son la esencia de las operaciones con oxígeno, su reacondicionamiento se suele hacer hasta que están a punto de hacerse pedazos. En este caso, algunos

supervisores sienten la tentación de acelerar el trabajo y abreviar los procedimientos y precauciones, aparentemente tediosos, que siempre recomiendan los fabricantes para dar servicio de compresores para oxígeno.

El cambio continuo de personal de operaciones y las rotaciones de montadores y mecánicos también crean si-

tuaciones que redundan en peligrosas despreocupaciones por las normas de seguridad establecidas.

El equipo para oxígeno no se debe tratar a la ligera. Aunque el oxígeno está en el aire que se respira y en el agua que se bebe, en su forma pura es un oxidante potencialmente violento. En casi todos los países, las autoridades de seguridad industrial han expedido reglamentos muy estrictos para el manejo de oxígeno, que siempre se deben tener presentes.

Una vez, el técnico de un fabricante llegó a una planta para supervisar la operación de volver a armar un compresor para oxígeno y se encontró con que los operarios instalaban el pistón con las manos desnudas. Como nadie hizo caso de sus protestas, se fue de la planta. A los pocos días, avisaron por telegrama a su oficina que el compresor se había quemado e inutilizado por completo. La grasa de los dedos en el pistón había contaminado el cilindro lo suficiente para ocasionar la ignición.

Mantenimiento y operación seguros

Los ingenieros y el personal de mantenimiento no sólo deben conocer las precauciones para el mantenimiento y operación del compresor, sino también las indicaciones acerca de la seguridad del mismo, desde el punto de vista del diseño y, de la fabricación, que incluye el fabricante.

En concreto, se deben contestar las siguientes preguntas específicas:

■ ¿Qué características de diseño y fabricación que contribuyen a la operación segura y confiable del compresor debe conocer en especial el personal de operación y mantenimiento?

■ ¿Qué deben conocer los supervisores para lograr un funcionamiento eficiente y seguro de los compresores?

■ ¿Qué tipo de programa de reparación ayudará en la operación segura y eficiente del compresor?

En este artículo se describen un programa y procedimientos de reparación para el arranque y operación seguros. Incluye la preparación del reacondicionamiento, el procedimiento de inspección y el calendario de trabajo, detección y evaluación de contaminantes, procedimiento para el montaje y arranque y funcionamiento del compresor.

Diseño para seguridad

Los compresores para oxígeno se diferencian de los otros porque tienen las siguientes características principales: 1) componentes sin lubricación, que incluyen anillos de pistón, anillos selladores y empaquetaduras de biela de TFE (tetrafluoroetileno o Teflón); 2) carcasa agrandada con una sección de empaquetadura sellada y con respiradero y con dobles anillos de control de aceite; 3) conjuntos de válvulas especiales sin lubricación; 4) descargadores de diafragma ajustado de TFE y 5) revestimiento liso de TFE para los cilindros.

Los cilindros de los compresores para oxígeno están diseñados para trabajar con componentes de materiales autolubrificantes, como TFE con relleno de fibra de vidrio.

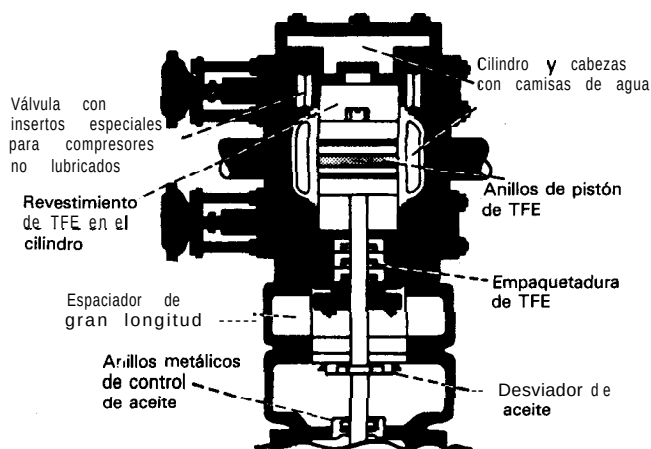


Fig. 1 Componentes internos de un compresor para oxígeno no lubricado

Para protección adicional, el cilindro está separado también de la carcasa o cuerpo por medio de un espaciador de gran longitud. Además, un desviador o arrojadador de aceite, montado en la biela, desvía los contaminantes que pudieran pasar por los anillos de control de aceite en el "carter" (Fig. 1). El espaciador tiene suficiente longitud para que el desviador de aceite pueda tener su carrera completa en la carcasa. Para seguridad adicional, se utiliza espaciador doble con desviador de aceite.

Los acabados de superficies son más finos y las tolerancias más precisas que en los compresores lubricados, porque de lo contrario las superficies pareadas de los materiales autolubrificantes no pueden sellar las pequeñas fugas ocasionadas por su extrusión. Las paredes de los cilindros se pulen hasta lograr un acabado de 10 a 20 micropulgadas y, después, se revisten con TFE para tener una superficie compatible para desgaste.

Para impedir la herrumbre de los cilindros, se les aplica una capa de fosfato de manganeso, que penetra en el hierro y lo hace inmune a la oxidación. Las bielas suelen tener superficie endurecida en la zona de la empaquetadura, con una dureza nominal de 55 Rockwell C y están pulimentadas hasta lograr un acabado de 8 a 15 micropulgadas.

Anillos de pistón

Los anillos de pistón casi siempre son de TFE con relleno de fibra de vidrio. Se tiende a emplear anillos de desgaste, de una sola pieza. Hay dos tipos de estos anillos de uso más común, a los que con toda propiedad se conoce con el sobrenombre de "ligas". Un tipo se ensancha con un mandril cónico y se fuerza sobre el pistón y hacia su ranura. Si está bien instalado, se contrae ajustando perfectamente en la ranura, en una hora o menos. El segundo tipo, ya ensanchado en un mandril de diámetro interior un poco mayor que el del pistón, se presiona hacia afuera del mandril sobre el pistón y hacia la ranura; si se contrae con mucha lentitud, se le puede aplicar calor.

La configuración de anillos de pistón no lubricados que más se utiliza es el de una pieza de corte en escalón.



Fig. 2 Las válvulas tienen botones de TFE en los extremos

Se suele utilizar en servicio para oxígeno por la facilidad de instalación, bajo costo y la sencillez en el reemplazo de piezas. Debido a que no se requieren anillos con expansor, se elimina la posibilidad de contacto de metal con metal, en caso de desgaste excesivo del propio anillo. Para presiones superiores a 1 500 psi, hay diseños especiales que equilibran la presión y dan mayor duración a los anillos.

Válvulas y descargadores

Las válvulas para compresores no lubricados tienen botones o protuberancias reemplazables de TFE en los extremos de las tiras. Los asientos y protectores de válvulas, de succión y descarga, también tienen tratamiento químico para resistir la oxidación (Fig. 2).

El control de carga en los compresores de oxígeno se logra con descargadores externos de diafragma, que constan de un retén accionado por resorte que impide que las tiras o lengüetas asienten durante la descarga. Los componentes deslizantes de los actuadores están colocados en camisas de TFE, que los lubrican.

La cubierta del diafragma externo está montada encima del descargador, y el vástago tiene empaquetadura de TFE. Dado que el casquillo del sello está abierto a la atmósfera, se puede inspeccionar con facilidad con el compresor en marcha.

Protección para seguridad en la fábrica

La clave para el funcionamiento seguro está en el "cuarto limpio" del fabricante. Aquí, todas las piezas del compresor que harán contacto con el oxígeno se lavan con una solución detergente especial, se inspeccionan, se ensamblan y se les ponen envolturas protectoras. Se aplica un anticorrosivo en los cilindros, orificios y conductos, y las aberturas se sellan y los barrenos se protegen con un papel especial inhibidor de vapores.

La protección a veces se amplía a una doble envoltura de las piezas con el papel inhibidor de vapores y envolviendo todo con polietileno, que se sujeta con cinta impermeable especial para servicio con oxígeno.

Antes del embarque, se aplica en los cilindros y aberturas un polvo especial inhibidor de vapores, que impide la acumulación y condensación de humedad.

Instalación para seguridad

Durante la instalación del compresor en la planta se requiere estricta limpieza. A las piezas que estarán en contacto con el oxígeno se les debe quitar con chorro de arena toda la escoria de soldadura, incrustaciones y otras sustancias perjudiciales. La limpieza con ácido para eliminar la herrumbre debe ir seguida de la inmersión en un tanque lavador para quitar la pintura u otros recubrimientos.

Después de limpiar con ácido y fosfatar, todas las piezas se deben secar y cubrir con un revestimiento protector. Las aberturas con bridas se deben cerrar con juntas gruesas. Se debe marcar cada tubo y recipiente de presión entregado por el fabricante, para indicar que está limpio y protegido para el servicio con oxígeno. Las indicaciones no se deben quitar hasta que se haga la última conexión.

Los interenfriadores, postenfriadores y las tuberías entre etapas se deben manejar en forma similar.

Preparativos sin pasar por alto procedimientos

Se requiere más tiempo para el servicio y reparación correctos de un compresor de oxígeno que para uno de aire, por ejemplo, excepción hecha del depósito de aceite ("carter"), que se maneja en la forma usual; porque el engrane que hay en el depósito no hace contacto con el oxígeno, y por ello tiene lubricación.

Sin embargo, hay que aplicar procedimientos especiales al desarmar los cilindros y desmontar los pistones, bielas, válvulas y descargadores.

Antes de empezar a desarmar las piezas críticas, se debe tener preparado y a la mano lo siguiente:

- Los bancos de trabajo deben estar limpios y cubiertos con papel especial inhibidor de vapores, sujeto con cinta adhesiva para servicio con oxígeno.

- Se deben tener dos tanques con solución inhibida de 1, 1, 1-tricloroetano para enjuagues separados. También se debe tener un tanque con líquido especial para examen con luz negra en busca de contaminación.

- Hay que lavar las herramientas con cuidado en esos tanques y ponerlas en un lugar limpio. Antes de utilizarlas, se deben examinar con la luz negra para ver si tienen contaminación y repetir la operación varias veces durante el trabajo.

- Todas las piezas del compresor que estarán en contacto con el oxígeno sólo las deben manejar operarios con guantes blancos de lona de algodón, bien limpios, en especial después de que las piezas se han lavado y mientras las instalan.

- Los obreros de mantenimiento deben usar siempre ropa limpia, que no tenga grasa ni aceite.

- Se debe contar con luz negra de 3 200 a 3 800 angstrom para examinar las piezas después de limpiarlas.

- Hay que tener nitrógeno seco para sopletear y secar las piezas. Nunca se debe utilizar el aire comprimido de la planta para estos fines.

Inspecciones durante las reparaciones

La inspección sistemática es obligatoria antes del montaje de los cilindros y sus piezas correlativas y después de él. Es indispensable una luz negra de 3 200 a 3 800 angstrom para buscar si hay contaminación; indicará si hay contaminación por hidrocarburos o mugre, porque se verá un manchón fluorescente. Hay que limpiar esas piezas hasta que desaparezca la fluorescencia.

También hay que examinar periódicamente el líquido limpiador; para ello se pone una muestra en un papel secante y se examina con la luz negra. Si hay más de 100 ppm de contaminantes, habrá fluorescencia en el líquido y se debe reemplazar.

Mientras se arma el compresor, hay que examinar las piezas y las herramientas con luz negra; si hay contaminación, hay que lavarlas y frotarlas con un cepillo de bronce o de acero inoxidable, nunca de cerdas de material sintético. En el recuadro se indican los pasos típicos para la reparación de un compresor.

El arranque es crítico

El arranque de los compresores para oxígeno normalmente se hace con nitrógeno seco; nunca se debe emplear el aire atmosférico. El nitrógeno no sólo debe estar seco, sino que también se habrá comprimido en un compresor que tampoco necesite lubricación, para eliminar la posibilidad de contaminación por hidrocarburos.

Durante el arranque, las válvulas superior e inferior deben sacarse de cada cilindro. Deben llenarse también las camisas de agua y después cerrar la llave. En seguida debe girarse el compresor a mano varias veces. Hay que verificar el tipo y nivel de aceite en el depósito.

Antes de arrancar el compresor, hay que comprobar que las válvulas de succión y descarga hayan quedado bien instaladas, pues, de lo contrario, ocurrirán pérdida de capacidad y serios daños. Además, hay que comprobar que los tornillos prisioneros de las válvulas estén apretados y que las juntas de asientos y tapas de válvulas estén bien colocadas.

Acciónese el interruptor de arranque presionando el botón momentáneamente y con rapidez, y obsérvese el sentido de rotación del motor. Si está correcto, repítase el procedimiento anterior, cuéntese hasta tres y oprímase el botón de paro. Todo este tiempo obsérvese el manómetro del aceite. Cuando se detenga el compresor, el manómetro debe tener lectura; si es así, arranque de nuevo el compresor. Si se utiliza motor sincrónico, compruébese que el excitador esté conectado en el momento en que se sincroniza. Hay que comprobar que se aplica el amperaje de CC apropiado al campo a través de derivaciones fijas o un control manual de reóstato. Hay que consultar la placa de identificación del motor para determinar el voltaje y amperaje de CA y los de CC requeridos por el mismo.

Manténgase el compresor en marcha por cinco minutos y obsérvese todos los manómetros; luego, acciónese el interruptor de paro por baja presión de aceite para detenerlo. Esta prueba determina si las conexiones de ese

Operaciones de reacondicionamiento del compresor para oxígeno

- ☐ Desmontar válvulas, tapas y juntas; protegerlas contra la mugre y la humedad.
- ☐ Cubrir todas las aberturas del tubo del descargador con cinta especial.
- ☐ Desmontar y marcar los tubos para agua.
- ☐ Desmontar la cabeza de los cilindros.
- ☐ Abrir la carcasa para alcanzar la biela y la cruceta.
- ☐ Medir la distancia entre la biela y la cruceta, y la holgura de la guía de la cruceta; no es necesario medir si la biela está sujeta en una brida atornillada en la cruceta.
- ☐ Aflojar las tuercas de la cruceta y desmontar la biela y el pistón.
- ☐ Quitar la empaquetadura, las cubiertas y los anillos de control de aceite.
- ☐ Inspeccionar y medir el interior del cilindro.
- ☐ Examinar si hay desgaste en las ranuras del pistón y si hay holgura en los extremos de los anillos.
- ☐ Comprobar si la biela tiene desviación y si hay desgaste en las empaquetaduras.
- ☐ Reparar las válvulas y reemplazar las piezas gastadas

circuito están correctas. Además, examínense si hay calentamiento anormal de los cojinetes y bielas.

Vuélvase a poner en marcha el compresor y téngase en marcha por 10 minutos; verifíquense nuevamente los interruptores de paro antes mencionados. Si todo parece estar correcto, vuélvase a poner en marcha durante 20 minutos; y repítanse las comprobaciones de paro y calentamiento. Si las temperaturas son aceptables, téngase en marcha por una hora, y repítanse las comprobaciones de paro y calentamiento.

La temperatura de la biela no debe ser mayor de 140°F; suelen funcionar calientes en empaquetadura sin lubricación. Por ahora, las camisas de agua se sentirán algo calientes al tocarlas; hay que ajustar el flujo, según se requiera, hasta que empiece a aumentar la presión.

Si el compresor es de dos etapas, hay que instalar en este momento las válvulas de la primera etapa y poner en marcha una vez más el compresor. Después de que ha habido expulsión en la segunda etapa durante 10 minutos, hay que parar el compresor e instalar las válvulas de la segunda etapa.

Ahora hay que abrir la derivación de descarga final a la primera etapa y dejar entrar el nitrógeno seco. Entonces hay que poner nuevamente en marcha el compresor y dejar que circule el nitrógeno en todo el circuito alrededor de dos horas o hasta que la presión aumente hasta 10 psi aproximadamente. Párese el compresor con los dispositivos automáticos y repítase la comprobación de calentamiento.

Por último, póngase en marcha el compresor e inicie el cierre de la derivación de la válvula de succión para elevar la presión. Déjese entrar más nitrógeno para mantener una presión de succión de 2 a 6 psi. Después de comprobar las condiciones de funcionamiento, aumentese la carga al 10% por hora de la descarga final

y, al mismo tiempo, manténgase la presión correcta de succión.

Una vez que se obtiene la carga correcta en la descarga final y que el compresor funciona bien, accione los descargadores y cárguelo y descárguelo para verificar el funcionamiento de estos. Compruébese que la presión interetapas es correcta, en los de etapas múltiples.

Ajústese el flujo de agua en las camisas, de modo que la temperatura de salida en la etapa final sea entre 110 y 115°F; la temperatura del aceite debe ser entre 120 y 140°F. Una vez que se tiene un funcionamiento satisfactorio con el nitrógeno seco, se puede empezar a introducir oxígeno en el compresor.

Es importante seguir vigilando todos los datos de funcionamiento, en especial las presiones y temperaturas del agua y del aceite, y en los interenfriadores y la descarga final.

Mantenimiento continuo para seguridad

Una vez que se ha puesto a funcionar el compresor, hay que seguir un estricto programa de mantenimiento preventivo. Los representantes técnicos de los fabricantes, especializados en reacondicionar compresores para oxígeno, muchas veces adiestran al personal de la planta en los métodos de mantenimiento. Una importante ayuda para el mantenimiento, a la cual no siempre se presta mucha atención, son los manuales de operación y mantenimiento que publica el fabricante.

El funcionamiento seguro del compresor exige vigilancia y mantenimiento cuidadoso. Han ocurrido incendios de compresores porque las válvulas o los anillos de empaquetadura no estaban bien montados o instalados. Los aparatos de seguridad que no funcionan, también provocarán que ocurran serios daños; hay que probarlos con cierta frecuencia para asegurarse de su funcionamiento adecuado.

Durante el funcionamiento normal hay que vigilar lo siguiente: flujo del agua de enfriamiento, nivel, presión y temperatura del aceite, funcionamiento de los controles y presión de control, presiones y temperaturas de succión y descarga, ruidos anormales y carga y temperatura del motor.

Si se cuenta con una luz negra portátil, el examen de la biela entre la carcasa y el cilindro indicará la presencia de contaminantes en el espaciador, como los que se ocasionarían por desgaste de los anillos de control de aceite. Estas inspecciones se deben programar a intervalos fijos y en horarios convenientes.

Se han producido incendios debidos a puntos calientes en los cilindros cuando los conductos del agua en las camisas se obstruyen con lodo o incrustaciones. Hay que inspeccionar las camisas, los enfriadores y el sistema de enfriamiento de la empaquetadura cada vez que se repare el compresor. Las superficies limpias permitirán un funcionamiento más seguro y temperaturas más bajas. Es indispensable utilizar agua tratada para impedir las incrustaciones y sedimentos.

Es indispensable un registro diario del funcionamiento del compresor, en especial de los de etapas múltiples, para un mantenimiento eficiente. Se debe registrar,

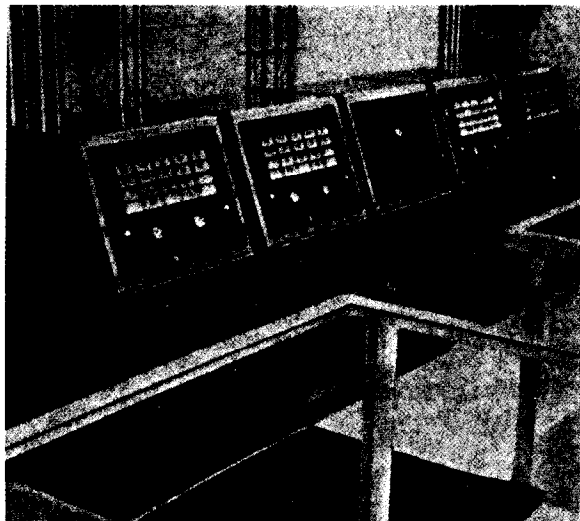


Fig. 3 Estación central de control para mayor seguridad

cuando menos, lo siguiente: 1) temperaturas y presiones de succión, descarga y entre etapas; 2) temperaturas del agua de las camisas de entrada, salida y entre etapas; 3) temperatura y presión del aceite para lubricar los cojinetes; 4) carga, amperaje y voltaje del motor; 5) temperatura ambiente; 6) hora y fecha.

Con ese registro, el supervisor puede observar cambios en la presión o temperatura que indican un mal funcionamiento del sistema. La corrección rápida evitará problemas serios más tarde.

Hay que seguir haciendo inspecciones frecuentes de la parte abierta de la carcasa entre el cilindro y el depósito de aceite, con una luz negra, para ver si hay contaminación o arrastre de aceite del depósito.

Dispositivos de seguridad y alarma

Los controles de seguridad de los compresores suelen estar en una estación central, y permiten determinar con rapidez una falla y el lugar en que ocurre. También pueden poner a funcionar sistemas de alarma y de paro de emergencia. Se pueden utilizar detectores para hacer sonar una alarma y encender una luz ámbar; si continúa la falla, suena otra vez la alarma, se enciende una luz roja y se para automáticamente el compresor. Otros detectores para situaciones más críticas pueden hacer sonar una alarma, encender una luz roja y hacer el paro inmediato del compresor (Fig. 3).

Los controles para las siguientes emergencias producen el paro del compresor con cierta demora, después de que se produce la alarma: temperatura excesiva del gas entre etapas, bajo nivel de aceite en el depósito, altas temperatura o presión del gas en la descarga final y temperatura excesiva del aceite.

Por lo general, se utilizan alarma y paro inmediato en los siguientes casos: caída de la presión de aceite, vibraciones excesivas y falta de flujo de agua de enfriamiento.

El autor

William M. Kauffmann, consultor (con domicilio en 2577 Nottingham Dr., Parma, OH 44134), fue representante regional de servicio y llegó a ser gerente de investigación e ingeniero jefe de la división de motores de Worthington Corp., en donde trabajó muchos años. Tiene título de ingeniero mecánico por el Illinois Institute of Technology y es miembro de ASME, National Society of Professional Engineers y Society of Automotive Engineers.

Lubricación de compresores de aire

El empleo del lubricante correcto para los compresores de aire garantiza una mayor duración y un funcionamiento libre de problemas.

R. G. Winters, Ingersoll-Rand Co.

El sistema de lubricación de un compresor es un aspecto decisivo para su funcionamiento. Sirve para reducir la fricción, transferir el calor al sistema de enfriamiento, sellar contra escapes de aire y arrastrar cuerpos extraños.

Los sistemas de lubricación de los compresores de aire por lo común deben efectuar esas importantes funciones en atmósferas con contaminantes sólidos o con vapores corrosivos que atraviesan el filtro de admisión de aire y llegan a la cámara de compresión.

Además, los compresores modernos son mucho más pequeños y funcionan a velocidades que todavía no hace muchos años parecían imposibles de lograr, lo cual hace que la lubricación sea más crítica.

El compresor compacto de aire centrífugo, con engranaje integral, se utiliza cada vez más. El sistema de lubricación debe servir para piñones que funcionan a velocidades de 30 000 a 50 000 rpm.

Hay también compresores de espiral rotatoria inundados con aceite, los cuales presentan otras exigencias, porque el aceite y el aire pasan juntos por el ciclo de compresión, y el aceite arrastra el polvo y los contaminantes que atraviesan el filtro de admisión de aire.

Los proveedores de lubricantes han tenido que introducir productos más elaborados para satisfacer las necesidades de los compresores, que funcionan en condiciones ambientales cada vez más adversas. La industria de los lubricantes no sólo ha creado nuevos productos para llenar esos requisitos, sino en realidad también ha podido alargar los intervalos para cambio de aceite, en la mayor parte de los casos.

Problemas con la lubricación

Hay que tener en cuenta muchos factores cuando los proveedores visitan la planta para sugerir el lubricante adecuado para un compresor en particular. Los factores más importantes son: temperatura del aire de entrada, contaminación atmosférica, condensación, temperatura de funcionamiento y temperatura y presión de descarga.

La contaminación del aire de entrada influye mucho en el desgaste del compresor, en la oxidación del aceite y en los depósitos en las válvulas de descarga. En los últimos años ha aumentado en forma sorprendente la cantidad de contaminantes industriales en el aire que muchas veces no tienen olor y son invisibles. Hasta en el día más despejado penetran cantidades importantes de vapores y humos nocivos en el filtro de admisión de aire del compresor, en una planta industrial típica. Vale la pena mencionar que el cuerpo humano puede tolerar mejor la contaminación atmosférica que un compresor.

Rara vez ocurre condensación durante el funcionamiento normal de un compresor. Pero, cuando la humedad relativa del aire es elevada y la temperatura del cilindro durante la carrera de succión es menor que la del aire, habrá condensación. Por ejemplo, para evitar la condensación, las paredes del cilindro en la primera etapa de un compresor de dos etapas se deben mantener a unos 100°F cuando la temperatura del aire de entrada es de 80°F. El operador poco experimentado que deja pasar demasiada agua fría por las camisas de enfriamiento, puede hacer que se condense el agua en los cilindros y lave la película de aceite. Esto hace que se

forme herrumbre que, a su vez, ocasiona abrasión durante el funcionamiento.

Las altas temperaturas de funcionamiento reducen la viscosidad del aceite y, por lo tanto, el espesor de la película. Esta reducción en la película puede, en ciertas condiciones, permitir que haya contacto de metal con metal. Por ello es muy importante el índice de viscosidad del aceite. El funcionamiento prolongado a temperaturas entre 140 y 160°F aumenta la rapidez de oxidación del aceite, y ésta puede convertir un aceite delgado en una masa espesa, carbonosa y pegajosa en un tiempo más o menos corto. Por ello, hay que hacer siempre los cambios de aceite a los intervalos recomendados.

La temperatura de descarga del aire se refleja en forma directa en la cantidad de depósitos en las válvulas de descarga y en la tubería de corriente abajo. Esas altas temperaturas producen oxidación rápida del aceite, y los residuos se sedimentan en las válvulas. Esta acumulación, con el tiempo, impide el movimiento normal de las válvulas y permite que haya fugas. Después, el aire precalentado o vuelto a comprimir aumenta más la temperatura de descarga, acelera la oxidación y hace que se formen más depósitos. Este ciclo puede ocasionar falla de los componentes y, en casos serios, que haya puntos calientes incandescentes.

Otra advertencia: si alguien afirma que tiene el aceite ideal para todos los compresores reciprocantes, hay que ponerlo en tela de duda. Un compresor reciprocante de una etapa tiene una temperatura teórica de descarga de 400 a 450°F; uno de dos etapas, de entre 250 y 300°F. Algunos compresores reciprocantes tienen lubricación por salpicado; otros lubricación a presión. Algunos tienen enfriamiento por aire; otros, por agua. En algunos se utiliza un solo tipo de aceite para todas las piezas móviles; en otros, se requiere aceites diferentes para los cilindros y el mecanismo. Hay muchas variables.

Compresores de espiral rotatoria

Los compresores de espiral rotatoria inundados con aceite tienen otros requisitos que los reciprocantes. Debido a que el aire y la humedad succionados en la entrada se mueven junto con el aceite y se separan después del ciclo de compresión, el aceite debe tener buenas características de separación de agua. Como el aceite se enfría en forma continua en estos compresores. La temperatura interna se puede mantener muy baja; sin embargo, es peligroso porque, como se dijo, la condensación es un serio peligro. Por ello, los fabricantes recomiendan mantener la temperatura del aire de descarga entre 170 y 200°F. Para algunos operadores, es difícil aceptar este concepto de aumentar intencionalmente la temperatura de descarga de un compresor de espiral reduciendo el enfriamiento del aceite, pero debe insistirse en ello para evitar la condensación y los consecuentes daños a los cojinetes.

Tipos de aceites lubricantes

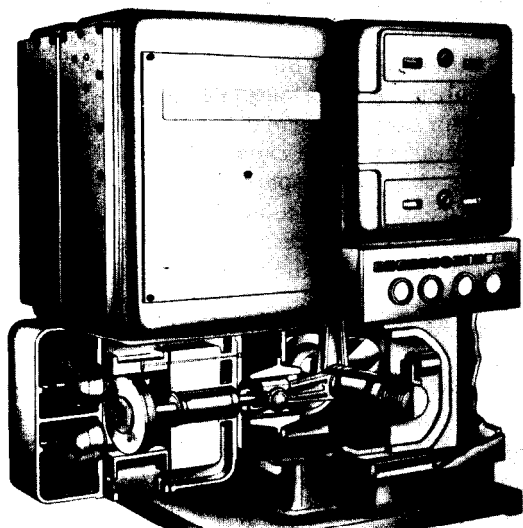
La mayor parte de los lubricantes recomendados como de alta calidad provienen de crudos de los llamados

tipo Pennsylvania, de yacimientos de Pennsylvania y zonas de Ohio y Virginia Occidental, y son únicos y excelentes para aplicaciones en automóviles en Estados Unidos; son petróleos parafínicos, en contraste con los que se producen en otros yacimientos de ese país que son nafténicos. Sin embargo, los lubricantes con base parafínica forman un residuo duro semejante al barniz cuando se utilizan en cilindros de compresión; los nafténicos forman un residuo carbonoso, ligero y fofo, que se puede eliminar con más facilidad.

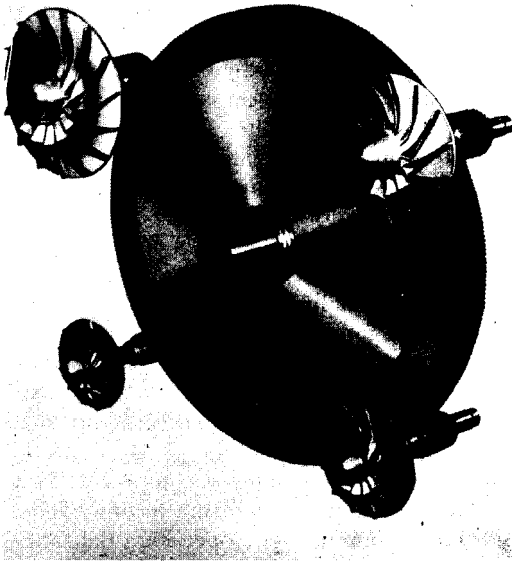
Los depósitos en las válvulas de descarga pueden ser el principal problema en algunos compresores reciprocantes. Si ocurren, hay que utilizar aceite nafténico y reducir al mínimo la temperatura de descarga. Si el compresor de aire también tiene que funcionar en condiciones de alta humedad, altas temperaturas ambiente y en servicio intermitente, entonces pueden ocurrir la condensación y la pegadura resultante de válvulas o anillos. Un aceite con base nafténica, compuesto o con inhibidores de corrosión, es el más adecuado cuando se tienen condiciones de condensación en aquellos casos en los que los depósitos en las válvulas son un problema importante de lubricación.

Los aceites parafínicos se pueden emplear en compresores en los que no hay el problema de depósitos en las válvulas. Resisten el adelgazamiento mejor de los nafténicos simples cuando aumenta la temperatura; es decir, tienen mejor índice de viscosidad.

La protección de los cojinetes es una de las funciones principales del lubricante, y su periodo crítico es cuando empieza la falla de cojinetes. Las superficies de los cojinetes durante los periodos críticos se vuelven irregulares y ocurren altas presiones localizadas. Con las presiones altas, los aceites nafténicos se vuelven más viscosos, y esto produce un medio eficaz para soportar el metal de los cojinetes hasta que su superficie sea lisa y la carga se distribuya con uniformidad.



Compresor compacto con sistema de lubricación a presión



Engrane principal y piñones del compresor centrífugo

Los lubricantes sintéticos se crearon para resolver los dos problemas más comunes de los usuarios de aceites de petróleo: depósitos carbonosos que requieren limpieza frecuente de válvulas, y el peligro de incendio.

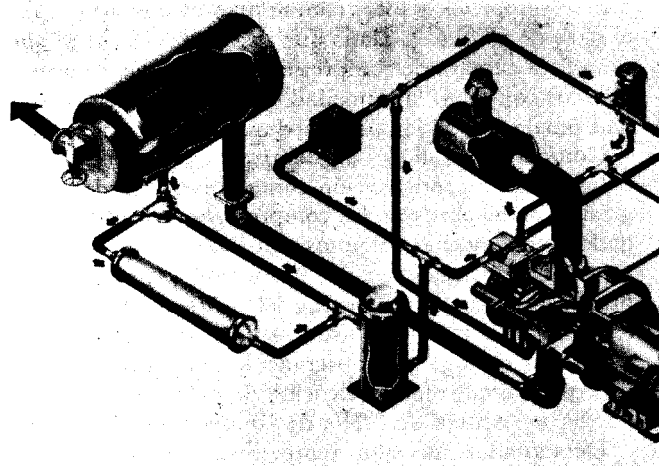
Peligro de incendio

En cualquier compresor de aire hay el llamado "triángulo de fuego": oxígeno, combustible y una fuente de ignición. El aire aporta el oxígeno y los aceites de petróleo constituyen el combustible. Las temperaturas normales de descarga nunca son lo bastante altas para iniciar un incendio u ocasionar una explosión. La temperatura de inflamación de la mayor parte de los lubricantes para cilindros es más alta que las temperaturas normales de funcionamiento del compresor.

Sin embargo, los depósitos carbonosos de los aceites se acumulan en las válvulas, las **cabezas** (culatas) y las tuberías de descarga. Como se dijo, esto puede causar fugas por las válvulas de descarga se desvía aire caliente y sigue aumentando la temperatura hasta el grado que puede ocurrir la autoignición. Esta, casi siempre, es el resultado de mantenimiento inadecuado, como son aletas sucias en los compresores enfriados por aire, interenfriadores sucios, camisas de agua obstruidas, válvulas rotas o con fugas y similares. Por lo tanto, los mejores aceites se deben utilizar en cantidades limitadas. Hay que mantener limpio el compresor, inspeccionar las válvulas con frecuencia y eliminar las incrustaciones en las camisas de agua de enfriamiento.

Los lubricantes sintéticos de ésteres de fosfato se desarrollaron para minimizar los incendios en los compresores. Tienen cualidades de resistencia al fuego, distintas en el sentido de que su punto de autoignición es alrededor de un 50 % más alto que el de la mayor parte de los aceites de petróleo y tienen excelente resistencia de película.

Los sintéticos tienen algunas desventajas. Sus **índices** de viscosidad por lo general no son tan altos como los



Compresor de espiral rotatoria inundado con aceite

de los aceites de petróleo, y son más susceptibles a la acción del agua cuando se produce condensación. Son mucho más costosos que los de petróleo y por lo común la rapidez de alimentación a los cilindros debe ser sustancialmente mayor. Además, los sintéticos son disolventes muy fuertes, pueden remover toda la pintura en los conductos para aire, que llegará a las válvulas, obstruirá los tubos para aceite, **ensuciará** los interenfriadores y causará estragos dentro del compresor.

Este tipo de lubricantes sintéticos ataca el material de las juntas, y hay que descargar los vapores de modo que no lleguen al motor eléctrico, pues pueden destruir el aislamiento. Antes de utilizar un lubricante sintético de éster de fosfato, hay que consultar con el fabricante del compresor.

Los lubricantes a base de diésteres, aunque no ofrecen la misma protección contra las explosiones que los de ésteres de fosfato, tienen muchas otras propiedades ventajosas, en particular que los intervalos para el cambio son mucho más largos. También existen los considerados "superaceites" que son de petróleo con aditivos. Duran más que los de estándar de general, y su costo es algo menor que el de los sintéticos.

¿Cuál tipo de aceite es mejor?

Lo siguiente es seleccionar el aceite adecuado para las necesidades que se tengan.

Considérense en primer lugar el compresor centrífugo; quizá sea el que menos exigencias presenta respecto a la lubricación. Recuérdese que en virtud de que el compresor de aire es sin lubricación, no hay aceite en las cámaras de compresión; la lubricación es sólo para el engranaje de impulsión.

En este caso, la exigencia es mantener buena resistencia de la película bajo carga, con inhibidores para evitar el herrumbre, la formación de lodos y la espuma.

Por otro lado, los compresores de espiral inundados con aceite son muy sensibles a la calidad y a la condición del aceite. No hay altas temperaturas a las que se expongan pero el aceite está repetidas veces expuesto al aire

que se comprime y a los contaminantes que atraviesan el filtro de admisión. Dado que una parte del aceite que inunda la cámara de compresión se deriva para que vaya a los cojinetes, la humedad que se colecta en la unidad puede ser crítica para la duración de éstos.

Como los operadores no siempre tienen presentes los peligros de la condensación-contaminación o de la degradación del aceite en los compresores de espiral inundados con aceite, algunos fabricantes ofrecen un programa de muestreo del lubricante y recomiendan utilizarlo. Se envían muestras del aceite al fabricante, y éste envía un análisis al usuario. Esto sirve para que el usuario mantenga una observación adecuada y le permite programar una verificación de mantenimiento antes de que ocurra una falla de cojinetes.

Debido a las muy altas temperaturas, a veces de 300 a 400°F, en los compresores de pistón, la lubricación es crítica. La selección de lubricantes sintéticos o de petróleo con aditivos, en comparación con los convencionales, suele ser cuestión de costos; es decir, de determinar si sus ventajas de larga duración compensan el precio.

Ajuste de la alimentación de aceite

Los lubricadores para los cilindros de los compresores de pistón tienen ajuste para las velocidades de alimentación. Las gotas de aceite se pueden contar con facilidad cuando pasan por una mirilla. La pregunta más frecuente es: ¿cuántas gotas por minuto se deben emplear? Se ha tratado de relacionar el número de gotas por minuto con el diámetro del cilindro, la velocidad del pistón, etc. Pero este método puede ser peligroso, pues la cantidad correcta de aceite para un compresor puede ser demasiada o muy poca para otro.

Los compresores nuevos se deben someter a asentamiento inicial con una cantidad de aceite tres o cuatro veces mayor que la normal durante las primeras 500 ho-

ras de operación, y se debe emplear aceite para cilindros que sea dos números SAE más grueso que el normal, hasta que el pistón y el cilindro tengan “brillo de espejo”. Este asentamiento se debe efectuar sólo con aceites a base de petróleo, aunque después se vaya a cambiar por un lubricante sintético para cilindros.

Después se debe reducir la alimentación del lubricador en pasos pequeños; hay que parar el compresor e inspeccionar el cilindro después de unas cuantas horas de operación en cada paso, hasta que la superficie superior interna sólo tenga una ligera película de aceite. Los charcos de aceite en el fondo del cilindro indican exceso de alimentación; los puntos secos en la parte superior indican carencia. El operador experimentado sabe que el ajuste preciso del lubricador es cuestión de práctica, más que una ciencia.

El aceite lubricante es vital para el compresor. Hay que seleccionarlo y utilizarlo en la forma recomendada. Hay que estudiar los manuales de operación del fabricante y los libros como el “Maintenance of Reciprocating Compressors” y el “Compressed Air and Gas Data” y solicitar el asesoramiento del proveedor de aceite.

El autor



Robert G. Winters es gerente de ventas de compresores del Air Compressor Group de Ingersoll-Rand Co., Woodcliff Lake, NJ 07675, en donde ingresó en 1950 y ha ocupado diversos puestos con responsabilidad cada vez mayor. En 1975 fue nombrado gerente regional de ventas y ocupó su puesto actual en 1978. Tiene título de ingeniero mecánico por la University of Pennsylvania y ha hecho estudios de posgrado en la New York University.

Selección y mantenimiento de bielas de compresores recíprocentes

Información para selección de material, acabados, diseños de las roscas, ajuste en el pistón, revestimientos y desviación de la biela, puntos importantes para la selección. Se incluyen sugerencias que ayudarán al usuario a evitar la rotura de bielas.

Jim Messer, Dresser Industries, Inc.

Las bielas, que son una pieza crítica en cualquier compresor recíprocente, se deben diseñar para máxima seguridad y larga duración. (Algunos ingenieros creen que las bielas se diseñan intencionalmente para que sean el "eslabón más débil", en el compresor, pero no es así.)

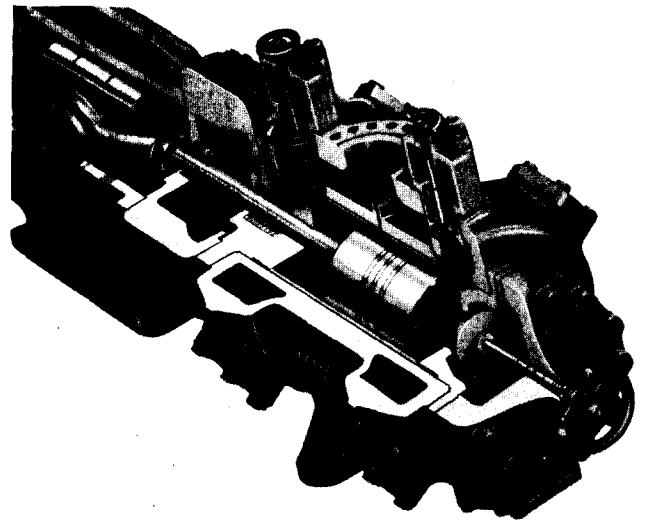
Se describen algunos factores para la selección y mantenimiento de las bielas de compresores recíprocentes.

Selección de materiales para atmósferas de gas

La biela debe ser compatible con la atmósfera de gas en que trabajará. Además, hay que diseñarlas para resistir el desgaste; por lo cual hay que llegar a un término medio satisfactorio para el cliente y el fabricante. Los materiales más comunes para bielas y sus propiedades se describen a continuación y se resumen en la tabla 1.

SAE 4140, con tratamiento térmico. Es el material que más se utiliza para las bielas de compresores. Se le puede aplicar un tratamiento térmico para darle máxima resistencia y se endurece fácilmente por inducción en la superficie para mayor resistencia al desgaste. Sin embargo, el SAE 4140 no es adecuado para atmósferas corrosivas. Además, como se oxida con facilidad, no se debe emplear en compresores sin lubricación. Se comporta mejor con lubricación en atmósferas no corrosivas, como gas natural dulce, aire o nitrógeno.

Acero SAE 4140 recocido. Aunque tiene mayor resistencia al ataque del sulfuro de hidrógeno en atmósferas de gas agrio, las bielas suaves recocidas no se desgastan bien. Aunque es posible que no se rompan, probablemente requerirán servicio a intervalos más cortos.



Para mejorar esta situación, se pueden ordenar con la superficie endurecida por inducción; pero esto tiende a anular el propósito original del material blando. Por lo tanto, se necesitan bielas de sobremedida, más costosas, para mantener baja la intensidad de los esfuerzos y con poca ganancia en resistencia a la corrosión. Hay que evitar el empleo de bielas de acero SAE 4140 recocido.

Acero inoxidable 17-4ph. Es un acero inoxidable martensítico de endurecimiento por precipitación que, cuando se somete a tratamiento térmico para darle la condición de H-900, es el material más fuerte en la actualidad. Se endurece con facilidad y por completo a

Tabla I Materiales de uso común para las bielas

	SAE 4140, con tratamiento térmico	SAE 4140, recocido	Acero inoxidable 17-4 PH, con tratamiento térmico	SAE 8620, con tratamiento térmico	Monel K-500
Resistencia final a la tracción, psi	120,000	95 000	200,000	115000	140,000
Resistencia de cedencia mínima, psi	100 000	60 000	185,000	70,000	100 000
Límite de aguante para diseño, psi	55 000	40 000	75 000	50,000	43,000
Dureza, Rockwell C					
Núcleo	40 máx	22 máx	40 45	22 máx	30 máx
Superficie	50 mín	50 mín	40 45	22 máx	30 máx
Requiere revestimiento	No	No	No	Sí	Sí
Revestimiento recomendado	—	—	—	Colmonoy	Carburo Linde LW-1
Esfuerzo máximo permisible de diseño, psi	8,500	6 000	10,000	7500	6,500
Carga máxima permisible en el perno con:	100% de la nominal	30% de reducción	100% de la nominal	15% de reducción	25% de reducción

una dureza Rockwell C de 40 a 45 y puede funcionar con todos los tipos de anillos de empaquetadura, excepto los de hierro fundido. Por alguna razón desconocida, los anillos de control de aceite y de empaquetadura de hierro no se comportan igual de bien en las bielas de 17-4, que en las de SAE 4140.

Las bielas de 17-4 tiene mayor resistencia a la corrosión en todos los tipos de atmósferas gaseosas, incluso en sulfuro de hidrógeno, y los datos publicados dicen que es tan bueno como los aceros inoxidable tipos 302 y 304. Sin embargo, aun cuando el 17-4 posee todas estas buenas cualidades, todavía no se prueba con gas agrio. Los metalurgistas por lo común concuerdan en que parece bueno, pero se resisten a recomendarlo porque no se ha probado. Se espera que algún día se probará con toda amplitud en gas agrio (con tratamiento térmico a la condición de H-1025). Los resultados deben ser satisfactorios.

Las bielas de acero inoxidable 17-4 se consideran estándar para la mayor parte de las demás atmósferas corrosivas y también para compresores sin lubricación. Funcionan muy bien con anillos de Teflon, con o sin lubricación, y en los últimos 15 años este material ha dado muy buenos resultados.

Acero SAE 8620 con tratamiento térmico. No se utiliza con mucha frecuencia, pero es una excelente base para el revestimiento de Colmonoy y se debe utilizar cuando se necesitan bielas con ese revestimiento.

Monel K-500. Tiene una sola aplicación y ésta es en compresores reciprocantes para oxígeno; en muchos se utiliza este material base con algún tipo de revestimiento como el Metco No. 439 o el Linde LW- 1. El Monel K no sostiene la combustión y es uno de los más seguros disponibles para esta aplicación.

Otros materiales. Se han probado otros materiales para bielas, pero ninguno ha tenido la aceptación que el acero SAE 4140 o el inoxidable 17-4PH.

Niveles permisibles de esfuerzo

Los niveles de esfuerzo en diversas bielas de compresores se deben mantener lo más bajos que sea posible, pero no a expensas de un elevado costo. Las bielas grandes para compresores de baja velocidad no se someten generalmente a un esfuerzo mayor de 8 500 psi si son de acero inoxidable 4140, y se les aplica esfuerzos proporcionadamente mayores hasta 10 000 psi o más. En cualquier caso, cuando se sobrepasan estos niveles de esfuerzo, los riesgos asociados de rotura de la biela aumentan mucho. Si hay posibilidad, la biela debe ser del tamaño más grande que sea posible, dentro de lo razonable.

Acabado y compatibilidad con los anillos de empaquetadura

El acabado de la biela no debe pasar de 16 micropulgadas rms, que es aceptable para los compresores lubricados que manejan la mayor parte de los gases con peso molecular superior a 10. Cuando se trabaja con gases de bajo peso molecular (compresor lubricado) y en todos los no lubricados en que se utiliza Teflon, el acabado máximo es de 8 rms. También hay aplicaciones especiales, como gas etileno en donde el límite se establece como 4 rms máximo, porque este gas tiende a disolver el lubricante y hace más difícil la lubricación.

La dureza de las superficies de la biela también es importante. En general, cuanto más dura sea, mejor resistirá el desgaste. Como los anillos de empaquetadura están apretados contra la biela, la superficie más dura resiste estas fuerzas y disminuye el desgaste.

Por último, hay que considerar la compatibilidad con los anillos de empaquetadura. Las bielas del 4140 con tratamiento térmico, lubricadas, son adecuadas para anillos de hierro fundido, bronce, Micarta y Teflón; estas bielas no se utilizan en compresores sin lubricación.

Para las bielas de acero inoxidable 17-4 PH lubricadas, se pueden emplear anillos de bronce o de Teflon; no se suelen emplear los de hierro fundido. Para compresores no lubricados, se recomiendan anillos de Teflon.

Cuando se utilizan anillos de pistón y de empaquetadura de materiales no metálicos, hay que tener cuidado de que no sean un aislamiento térmico para la biela y el pistón. Por ejemplo, nunca deben utilizarse juntos anillos de pistón y empaquetadura de la biela de Micarta, ya que aíslan tan bien que no hay manera de eliminar el calor por fricción de la biela. Cuando se emplean anillos de pistón hechos de Micarta, se tendrá más duración si se emplean con ellos anillos de empaquetadura metálicos en la biela. Si se emplean anillos de pistón y de empaquetadura, de Teflon, hay que instalar un anillo metálico de respaldo en ésta para eliminar el calor de la fricción. Con demasiada frecuencia ha ocurrido desgaste excesivo de anillos y empaquetaduras debido al exceso de calor por fricción que los instrumentos normales no pueden detectar.

Diseño de las roscas

Desde que se sabe, la mayor parte de las roturas de bielas han ocurrido en las roscas en el extremo de la cruceta. Algunas veces, se pudieron atribuir a que se había caído la contratuerca o a que la tuerca estaba mal apretada, pero casi siempre se encontró que eran por fatiga del metal, que se iniciaba en la raíz de las roscas. En casi todas las bielas antiguas se utilizaba una rosca convencional de 60°, cortada directamente con máquina en la biela. En el microscopio, estas roscas se veían desgarradas y desiguales, con esquinas agudas en la raíz. Con este tipo de rosca era casi imposible que los diseñadores pudieran proyectar un bajo esfuerzo en la biela para evitar la rotura.

La introducción de las esmeriladoras de roscas fue una gran ventaja para los usuarios de roscas de 60°. Esta nueva rosca era tan limpia en comparación con la cortada, que las fallas por fatiga se redujeron en más de 50 %. Pero, persistían demasiadas roturas de bielas.

Cuando aparecieron en el mercado las máquinas laminadoras de roscas, los fabricantes de compresores empezaron a utilizarlas de inmediato para formar las roscas de 60° en las bielas. Las pruebas de laboratorio mostraron que las roscas laminadas reducían los esfuerzos de fatiga a la mitad, en comparación con las roscas cortadas, y se confirmó en los compresores en operación. La biela con rosca laminada fue un gran adelanto tecnológico, y ahora se ha convertido en estándar.

El siguiente paso fue rediseñar las roscas, empezando por la raíz, pues en ella ocurría la acumulación de esfuerzos. Como resultado, en 1960 apareció una nueva forma de rosca con raíz de curvatura total, llamada de alta resistencia a la fatiga, HFS por sus siglas en inglés. Nuestra compañía la aceptó como estándar en 1963 para todas las bielas de 2-1/4 in o más de diámetro, y no ha ocurrido rotura de bielas por fatiga después de 15 años.

La forma de rosca HFS (Fig. 1) muestra con claridad la estructura granular modificada en la propia biela como consecuencia de la laminación, y la raíz de curvatura total que es la más grande que se puede emplear en una rosca de este tipo.

Ajustes en el pistón

Para minimizar las roturas de biela en el lado del pistón, hay que tener cuidado al ajustar y fijar el pistón en la biela. Algunos pistones tienen un ligero ajuste de interferencia entre el mamelón y la biela para mantenerlo apretado en ella y evitar que giren cuando se aprieta la tuerca del pistón. Por lo general, se coloca el pistón en

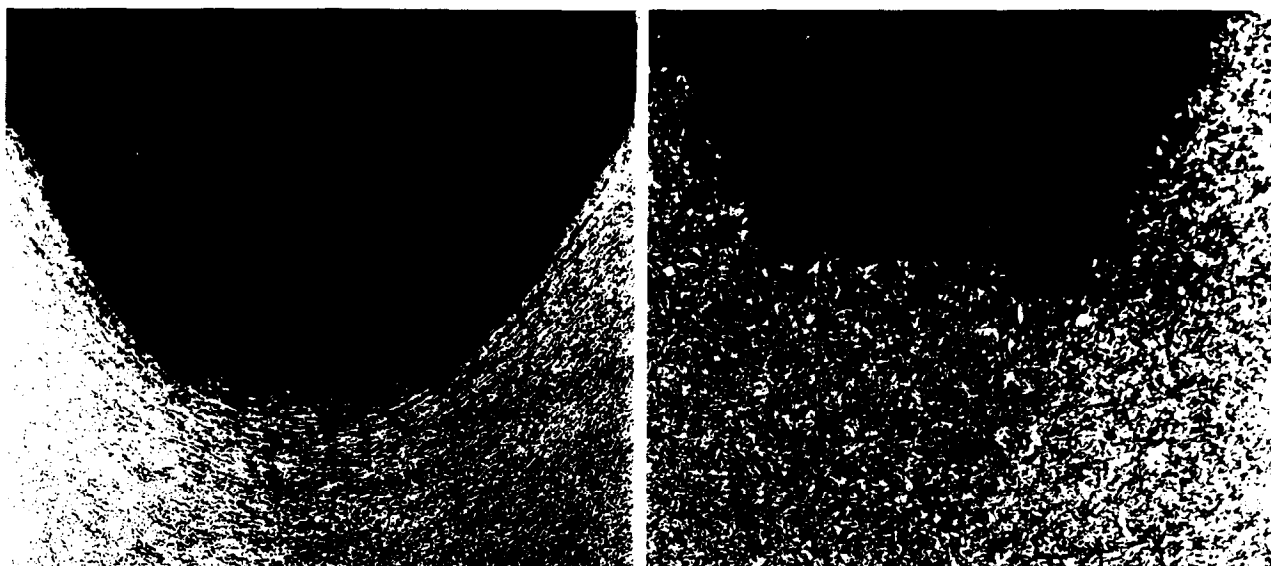


Fig. 1 En la rosca laminada (izquierda) se eliminan desgarraduras pequeñas como las que hay en la raíz de una rosca fresada típica (derecha)

la biela, se calienta con vapor y se introduce la biela hasta que topan sus rebordes. Es muy importante dejarlos enfriar hasta que alcancen la temperatura ambiental antes de apretar la tuerca del pistón. Esta tuerca no se debe apretar mientras el pistón está caliente, porque cuando se enfríe se reducirá su longitud y se perderá el preesfuerzo aplicado en la biela por el apretamiento de la tuerca del pistón. Cuando se pierde ese preesfuerzo, el pistón puede considerarse como "flojo" en la biela y, en un momento dado, el micromovimiento producirá golpeteo que ocasionará falla por fatiga de la biela en la zona de ajuste del pistón.

¿Cuánto hay que apretar la tuerca del pistón? Aunque la respuesta es sencilla, no se lograrán los resultados deseados si no se utilizan las herramientas especiales. En los pistones con mamelones macizos hay que apretar para preesforzar la biela hasta 15 000 psi. Los pistones sin mamelones macizos no se deben apretar a más de 10 000 psi, para evitar el aplastamiento del pistón. Sin embargo, el valor mínimo a que se debe preesforzar es 10 000 psi.

¿Cómo se logran entonces esos preesfuerzos? Para las bielas hasta de 2-2/4 in de diámetro, bastará una llave de torsión. En bielas de mayor diámetro el único método aceptable para apretar la tuerca del pistón es un aparato hidráulico. Algunos compresores tienen un mecanismo especial con ariete hidráulico para apretar la tuerca, en el cual se correlacionan la presión hidráulica contra el preesforzado de la biela como función del diámetro de ella. Hay que utilizar estas herramientas especiales siempre que se instale el pistón en la biela (Fig. 2). Si no se aprieta la tuerca al par (torsión) correcto, es muy posible que se rompa. Si se aprietan las tuercas con llaves de impacto o con marros, es fácil que se rompa la biela.

Revestimientos

Hay tantas opiniones sobre este tema como fabricantes y aplicadores de revestimientos. Sólo se comentarán los que el autor conoce por experiencia.

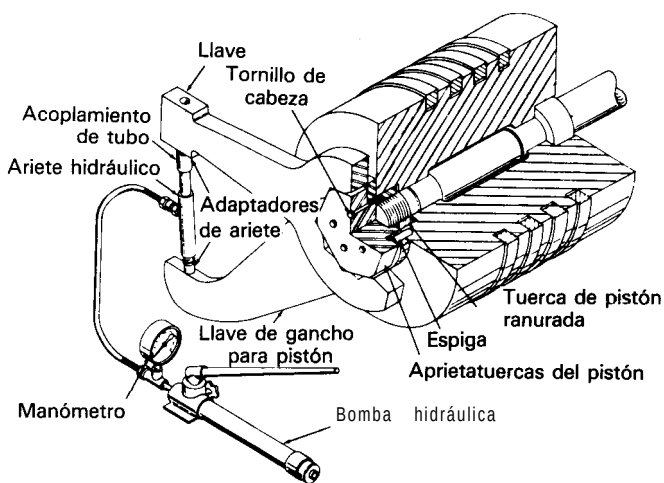


Fig. 2 Apretamiento de la tuerca del pistón con un aprietatuercas hidráulico

Carburos. Aunque el carburo LW- 1 de Linde Div., de Union Carbide, es muy costoso, ha dado muy buenos resultados. Se puede aplicar sobre la mayor parte de los materiales para bielas, y la superficie acabada es compatible con casi todos los materiales de empaquetaduras de presión. Más aún, es para servicio con lubricación o sin ella y tiene la rapidez mínima desgaste en comparación con otros materiales. Cuando se aplica en una biela nueva o en una reconstruida, durará mucho más del doble que cualquier biela original sin revestimiento. Se utiliza en las bielas de Monel K para compresores de oxígeno y en los émbolos de algunos hipercompresores de alta presión para polietileno. También está disponible en cualquier biela nueva para servicio no corrosivo. Hay también en el mercado otros revestimientos de carburo menos costosos y que han tenido excelentes resultados.

Cromado. Algunas bielas cromadas trabajan bastante bien y otras fallan miserablemente. Nunca se ha podido predecir cuáles tendrán éxito. Puede ser que el aceite no pueda mojar algunas superficies de cromo; cuando ocurre, los anillos de empaquetadura ocasionan desgaste excesivo, que desprende el cromo con unas cuantas carreras del compresor. Además, no se deben utilizar anillos de empaquetadura de Teflon con bielas cromadas, en compresores lubricados o no lubricados, salvo que no haya ninguna otra opción.

En general, si se piensa utilizar bielas cromadas, se debe recordar que no todos los cromados son iguales y que siempre hay cierto elemento de riesgo.

Colmonoy. Este material se ha utilizado desde hace muchos años y es especialmente bueno para atmósferas corrosivas. Sin embargo, para aplicarlo, hay que calentar el metal base a unos 1 600°F y dejarlo enfriar con lentitud. Con esto se recuece casi por completo el metal base y se pierde cualquier tratamiento térmico aplicado a la biela para darle propiedades más deseables. Por lo tanto, hay que utilizar las bielas de material recocido o blando en aplicaciones de menor potencia, para mantenerlas dentro de límites seguros de esfuerzo.

El Colmonoy no se puede aplicar en el acero SAE 4140 porque produce grietas en la superficie. Empero, sí se puede aplicar en el acero SAE 8620, si se utilizan bielas de 15 % de sobremedida, para mantenerlas dentro de límites seguros de esfuerzo.

Desviación permisible de la biela

En compresores con crucetas ajustables, se debe ajustar la biela para que funcione alineada en sentidos horizontal y vertical con una variación de 0.004 in. Esto es importante para no imponer esfuerzos de flexión anormales en la biela, en donde se conecta con la cruceta. Este ajuste sólo debe efectuarlo un técnico que conozca el compresor en que trabaja. Aunque la mayor parte de las crucetas parecen ser muy pesadas, a veces se suben hasta la parte superior de la guía, según sean la rotación y la carga; hay que tomarlo en cuenta para el ajuste de la desviación. Si la desviación no se ajusta en forma correcta, la biela se puede romper cerca de la cruceta.

Muchos compresores más pequeños tienen crucetas tipo barril no ajustables, en los cuales la desviación má-

xima de la biela, a veces, es mayor de 0.004 in. El usuario debe tener cuidado de armar el compresor lo más cerca que sea posible de la línea de centros teórica. Hay muchos de estos compresores en uso y, aunque en algunos la desviación pueda ser hasta de 0.007 in, las roturas de biela no han sido un problema serio.

Razones para las roturas de bielas

Alto esfuerzo de tracción. Ya se mencionó la necesidad de que los esfuerzos de tracción queden dentro de ciertos límites de diseño. El factor de seguridad resultante por lo común compensa, hasta cierto grado, la flexión aplicada por la desviación, pero lo más importante es que establece limitaciones a las diferenciales de presión a través del pistón que se pueden permitir sin peligro. En los compresores nuevos se especifican claramente estas limitaciones. Pero muchas veces se reacondicionan los compresores sin tener en cuenta las limitaciones en las cargas en los pernos.

Hace poco, el autor pudo ver un compresor que funcionaba con 50 % más de la carga nominal permitida en la biela. Lo habían reparado otros, y el usuario se quejó con la fábrica de un movimiento excesivo del cilindro. El problema se corrigió con un ajuste de las relaciones de presiones. Por lo tanto, en condiciones normales de operación, los esfuerzos de tracción no suelen ocasionar por sí solos roturas de bielas.

Esfuerzos de flexión. La fatiga por flexión es causa común de roturas de bielas, y su origen suele ser una desviación excesiva de la biela. Esto podría ser por desgaste de la camisa del cilindro o porque las bandas de desgaste del pistón se han desgastado al punto de que el pistón cae en el cilindro. Una parte importante del programa de mantenimiento preventivo es comprobar la desviación de las bielas a intervalos periódicos.

Bielas Rayadas. La lubricación correcta de las empaquetaduras es importante para que las bielas no se desgasten en exceso ni se rayen. Las bielas rayadas, aunque no ocurre a menudo, también funcionan muy calientes. La combinación de esfuerzos de tracción, calor y concentración de esfuerzos en las rayaduras, pueden hacer que se rompa la biela en la zona de la empaquetadura.

Tuerca del pistón floja. Un pistón flojo sobre una biela, si no se corrige de inmediato, casi siempre llevará a que se rompa ésta, por lo común en la zona del pistón. Normalmente los pistones flojos producen un golpeteo y se detectan con facilidad. Las tuercas del pistón siempre deben apretarse hasta el par apropiado y asegurarse.

Tuerca de biela floja. La tuerca de biela (que no se debe confundir con la tuerca del pistón) la sujeta en la cruceta y su finalidad es preesforzar la biela en la cruceta. Por lo tanto, las roscas deben estar en buenas condiciones, y las caras de la tuerca y de la cruceta deben estar a escuadra entre sí y libres de asperezas para evitar los esfuerzos por flexión.

Las tuercas de las bielas pequeñas se pueden apretar con un marro o un martillo; en las más grandes se necesita un aparato hidráulico. Si no se aprieta la tuerca al par correcto, puede haber rotura de la biela, por lo co-

mún en el sitio en que la tuerca acopla con la cruceta. Una tuerca de biela floja también puede permitir que gire el pistón y anule las tolerancias, y el pistón podría llegar a golpear una de las cabezas; la rotura también puede ocurrir por el golpeteo.

Holgura insuficiente entre el pistón y las cabezas. Muchos cilindros de compresores tienen una holgura mínima para funcionamiento, que puede ser de 0.062 in en cada extremo o de 0.125 in en total. Cuando se instala la biela de un compresor, esta holgura se debe distribuir en un 65-60% en el lado de la cabeza y en un 35-40% en el lado de la cruceta o cigüeñal. En este ejemplo, una holgura de 0.075 in en el lado de la cabeza y de 0.050 in en el lado del cigüeñal será una buena distribución. Esto sirve para compensar la dilatación y el alargamiento de la biela por el calor, con lo cual en funcionamiento normal la holgura real será más o menos de 0.060 in en cada extremo.

Si no se hace este ajuste, puede ocurrir crecimiento térmico y el pistón golpeará la cabeza. Si no la golpea con suficiente fuerza para producir un golpeteo audible y, por consiguiente, no se descubre y corrige el problema, el golpeteo repetido puede ocasionar esfuerzos de compresión excesivos en la biela, que podría propagar algún tipo de falla por fatiga.

Líquido en los cilindros

Los compresores son para comprimir gases y, si penetran líquidos en los cilindros, pueden ocasionar problemas. Si un líquido no compresible entra en el cilindro del compresor en suficiente cantidad para llenar el espacio libre entre el pistón y las cabezas, se aplicará la vieja regla de "que dos cosas no pueden ocupar el mismo espacio, al mismo tiempo" y algo tiene que ceder y romperse, pero no siempre será la biela.

Si la trabazón ocurre en el lado de la cabeza del cilindro, la biela queda en compresión y están en peligro los tornillos que sujetan los cilindros a los espaciadores y éstos a la carcasa. Si ocurre en el lado del cigüeñal, la biela y sus tornillos y otras bielas quedan en tensión. En este caso, una biela rota es probable que ocasione menos daños en el compresor.

No se puede permitir que haya líquidos en un compresor recíprocante para gases, y el operador debe tomar todas las precauciones para impedir su entrada.

El autor



Jim Messer es ingeniero jefe de proyectos de todos los compresores recíprocentes que fabrica Dresser Clark Div. de Dresser Industries, Inc., P.O. Box 560, Olean, NY 14760. Está a cargo del diseño de compresores para aire, gas y polietileno. Tiene título de ingeniero por la University of Cincinnati y es ingeniero profesional registrado.

Guía para compresores sin problemas

Tener compresores con mínimos problemas de funcionamiento depende no sólo de que sean del tipo y tamaño adecuados para el trabajo. También son esenciales las especificaciones detalladas del tipo auxiliar y las condiciones de trabajo, así como una vigilancia constante de las fases de ingeniería e instalación.

Sidney A. Bresler, Ingeniero Consultor y J.H. Smith, American Cyanamid Co.

Un compresor suele ser un aparato costoso, un componente crítico en un proceso y una parte del equipo difícil de especificar y de comprar debido a las muchas opciones que tiene el ingeniero. En esta situación ¿sobre qué bases se debe hacer la selección para tener el compresor idóneo para el trabajo?

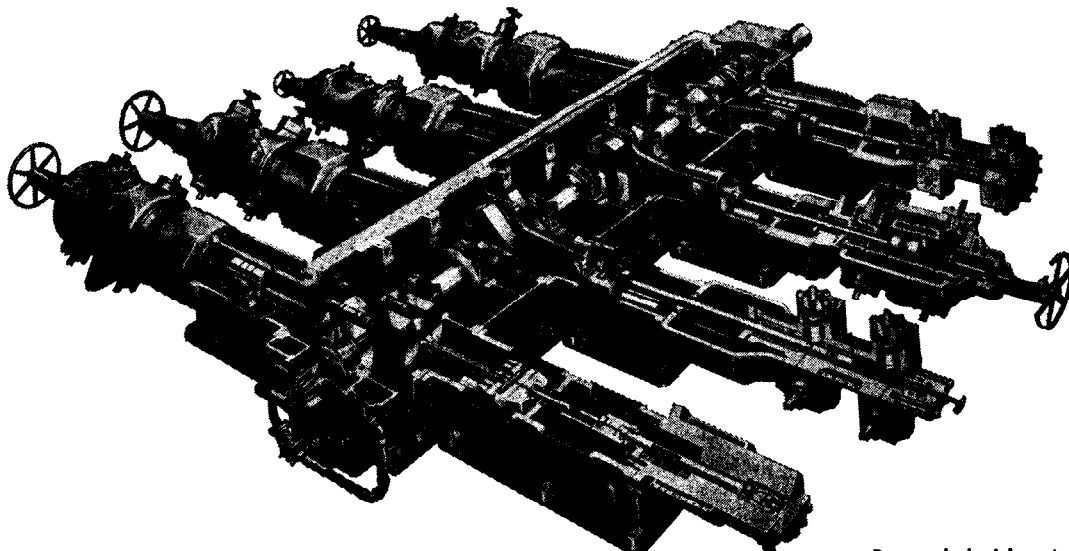
Debido a que cada tipo de compresor tiene características específicas, primero se necesita entenderlas. Después, se tienen en cuenta los factores que intervienen en la decisión final de compra del compresor y sus auxiliares.

Tipos de compresores

Hay dos métodos mecánicos básicos para aumentar la presión de un gas: reducir su volumen y aumentar su velocidad, de modo que la energía de velocidad se pueda convertir en presión.

Los compresores de desplazamiento positivo que aumentan la presión mediante la reducción del volumen son:

■ Compresores reciprocantes, que tienen un pistón que se mueve dentro de un cilindro (Fig. 1).



Dresser Industries, Inc.

Fig. 1 Este compresor reciprocante para proceso puede trabajar desde vacío hasta **más** de 36 000 psi.

■ Compresores de espiral rotatoria, en los cuales se comprime el gas entre dos hélices rotatorias acopladas y la carcasa del compresor.

■ Compresores de lóbulos rotatorios, en los que el gas se empuja por lóbulos acoplados.

■ Compresores de aspas deslizables, en los cuales un cuerpo o rotor excéntrico (en el cual se deslizan las aspas selladoras) gira dentro de una carcasa.

■ Tipo de pistón líquido, en el cual una caja, llena en forma parcial con líquido, hace las veces de las aspas deslizables.

■ Compresores de diafragma, con un diafragma flexible que funciona a pulsaciones en una cubierta cóncava.

Los dos tipos de compresores que convierten la velocidad en presión son:

■ Compresores de flujo radial, llamados generalmente "centrífugos"

■ Compresores de flujo axial, llamados sencillamente "axiales"

En los compresores centrífugos el gas entra en el ojo del impulsor, y la fuerza de rotación lo mueve hacia el borde de cada rueda o etapa. Los difusores convierten la carga de velocidad en presión y se utilizan conductos

de retorno para llevar el gas a la descarga del compresor o la siguiente etapa impulsora.

En los compresores axiales el flujo ocurre por una serie de aspas rotatorias y estacionarias alternadas y en dirección básicamente paralela al árbol del compresor. Cada pasada por las aspas rotatorias aumenta la velocidad del fluido, y su paso por las aspas difusoras estacionarias convierte la carga de velocidad en carga de presión.

Consideraciones para la selección

No todos los tipos de compresores se fabrican en todas las gamas de presión y volumen. En la figura 2 se indican, en una forma muy general, las capacidades de los compresores reciprocantes, centrífugos, de espiral rotatoria y de flujo axial disponibles. La aplicación más común se indica con la zona de sombreado más oscuro. Aunque en estas figuras no se indican los límites teóricos o de ingeniería de cualquier diseño (los límites se están ampliando continuamente), se pueden aplicar como guías acerca de la tecnología actual.

Dado que los sistemas de sellos de los compresores de flujo axial no son tan adaptables como los de otros tipos,

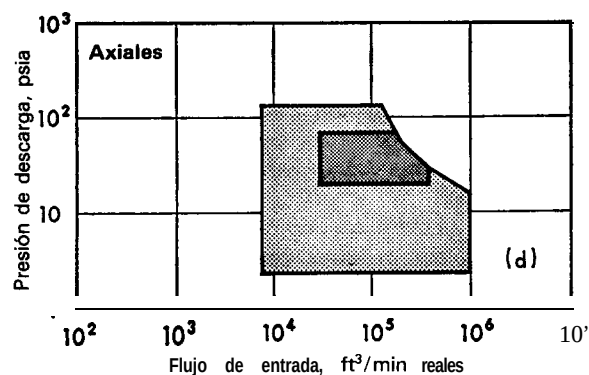
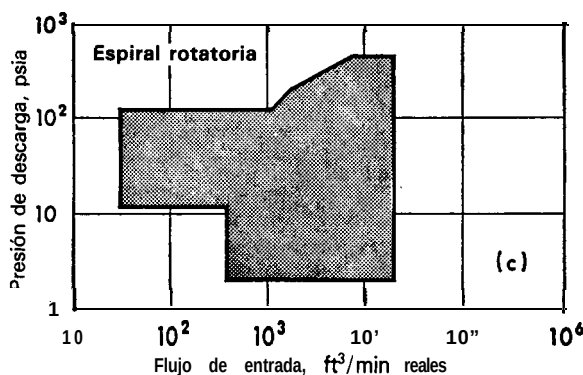
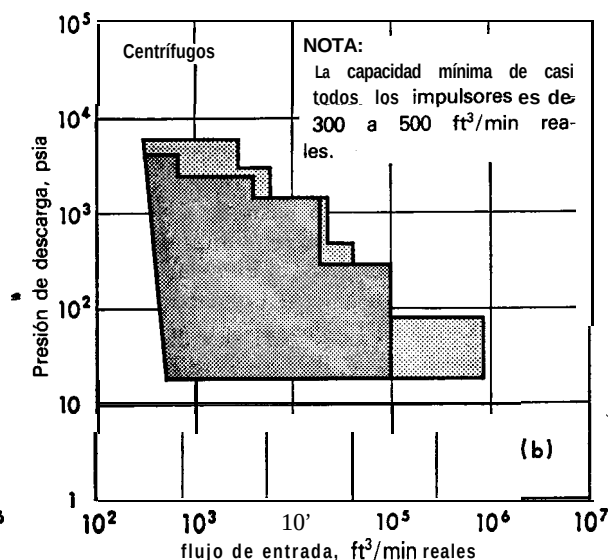
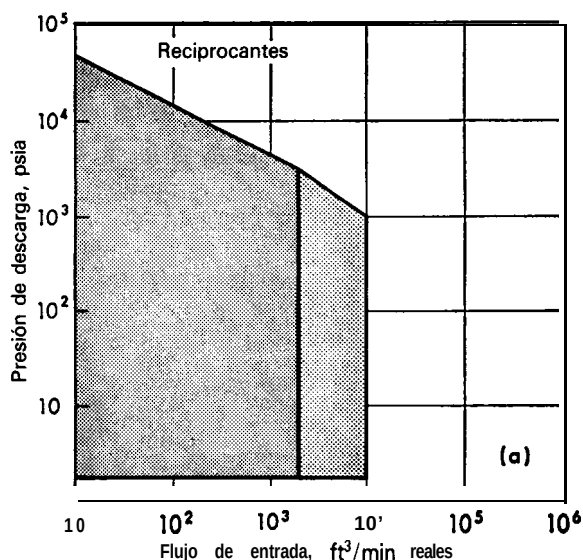


Fig. 2 Límites de presión y volumen de funcionamiento (presión de descarga contra volumen de alimentación) diversos compresores

por lo común sólo se deben manejar con este tipo aquellos gases que se pueda permitir su fuga hacia la atmósfera.

Los compresores de lóbulos rotatorios, de aspas deslizables, de pistón líquido y de diafragma tienen relativamente pequeña capacidad y su succión por lo general es a la presión atmosférica. De éstos, el de lóbulos rotatorios es el que puede manejar mayor cantidad de gas, pues su volumen máximo de succión es de unos 30 000 ft³/min reales y puede producir una presión máxima de descarga de alrededor de 40 psia. Sin embargo, son los más competitivos para capacidades de 17 500 ft³/min reales o menos y presiones de descarga de alrededor de 22 psia.

Las capacidades máximas de entrada o admisión de los compresores de aspas deslizables es de unos 3 000 ft³/min reales o el doble si se utiliza un compresor dúplex; éste consta de dos compresores conectados con una sola unidad motriz. Las presiones de descarga de los compresores estándar son de unas 65 psia con una sola etapa y de unas 140 psia con el de dos.

El compresor de pistón líquido tiene una capacidad máxima de unos 10 000 ft³/min reales y una presión de descarga de unas 30 psia. Los volúmenes de 300 ft³/min reales o menores se pueden comprimir a alrededor de 115 psia.

Los tres tipos citados de compresor pueden producir un vacío desde moderado hasta alto, en particular si son de etapas múltiples.

Los compresores de diafragma tienen capacidades volumétricas mucho más pequeñas, y flujos máximos que suelen ser de 40 a unos 200 ft³/min reales. Sin embargo, pueden producir presiones hasta de 40 000 psi.

Antes de seleccionar un tipo de compresor, se debe decidir cuántos se necesitarán para manejar la carga del proceso. Durante muchos años se utilizaban compresores reciprocantes para casi todas las aplicaciones; como eran de capacidad baja, se necesitaba una batería de ellos en las plantas grandes. Conforme se fueron mejorando la capacidad y la confiabilidad, la tendencia fue instalar dos compresores, cada uno con 55% ó 60% de la capacidad y, a veces, un tercero para reserva.

El compresor de reserva aseguraba el funcionamiento a plena capacidad, pero representaba un costo adicional del 50% aproximadamente. Si no se tuviera el compresor de reserva pero hubieran dos de la mitad de la capacidad cada uno, hay una seguridad razonable de funcionamiento continuo. Esto era de particular importancia si en el proceso se utilizaba equipo, como hornos, que no se podían parar con frecuencia. Algún tiempo después, para aprovechar la mayor capacidad de los compresores, se alimentaban varios servicios desde uno de ellos.

La situación ha cambiado un tanto desde que se están utilizando más compresores centrífugos (Fig. 3). El tiempo perdido por reparaciones en los rotatorios es menor que en los reciprocantes; por lo tanto, en muchos casos, un solo compresor centrífugo puede ser suficiente.

Pero se debe tener en cuenta que la reparación o reacondicionamiento de un centrífugo lleva mucho más

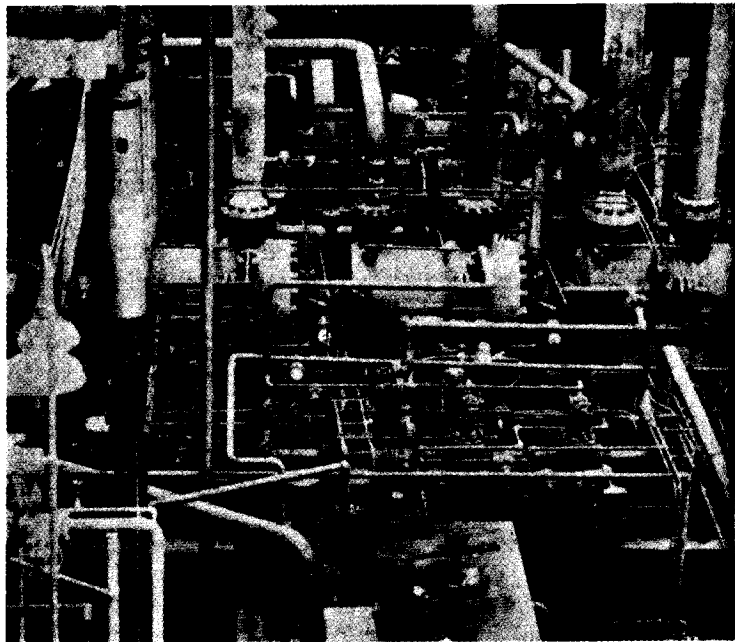


Fig. 3 Batería de tres compresores centrífugos tipo barril en una planta de amoníaco de 1 400 ton/día

tiempo que en un reciprocante, salvo que se tenga un rotor completo para repuesto.

Además, la estructura de precios de los compresores centrífugos es muy distinta de la de los reciprocantes. Como primera aproximación se puede suponer que, al utilizar un compresor reciprocante de la mitad del tamaño, el costo también se reducirá a la mitad. Sin embargo, reducir a la mitad el tamaño de un compresor centrífugo pequeño, es posible que sólo baje el costo un 20%, y en uno grande, esa reducción en tamaño puede que sólo disminuya su costo un 30%.

Además, por su característica de operación plana, cuando se operan compresores centrífugos en paralelo, pueden ocurrir oscilaciones, salvo que se tenga mucho cuidado para evitar la inestabilidad. Por esa razón, en muchas aplicaciones en las cuales es suficiente un compresor centrífugo, no se tiene uno de reserva, sino que puede adquirirse un rotor completo para repuesto.

No siempre es fácil elegir entre un compresor reciprocante y uno centrífugo, en particular para servicio con cargas elevadas y mediana capacidad, como en los campos de extracción de gas. Si se utilizan varios compresores reciprocantes, pueden ser de etapas múltiples para producir la carga deseada. Si se detiene uno, sólo se reduciría la capacidad de la planta. Pero si hay varios centrífugos en serie, la falla de uno detendría todas las operaciones.

Características de operación

Un compresor de desplazamiento positivo tiene una curva de aumento de presión contra volumen que es casi vertical. No es completamente vertical debido a las holguras mecánicas, al deslizamiento y a las fugas desde la

descarga hasta la succión y porque el deslizamiento se incrementa cuando aumenta la relación de compresión. Este compresor puede producir cualquier carga de presión hasta el límite de su resistencia mecánica y de la capacidad de la unidad motriz. La capacidad es casi directamente proporcional a la velocidad.

Las características de un compresor centrífugo tienen diferencias apreciables. Por lo general, la curva de aumento de presión contra volumen es muy plana (Fig. 4a). Puede tener algo más de pendiente si se comprime un gas más denso. Un pequeño cambio en la relación de compresión produce un marcado efecto en la salida del compresor. Cuando aumenta la presión de descarga, se reduce el flujo y, si éste se reduce mucho, empezarán las oscilaciones.

Las oscilaciones de presión ocurren cuando la velocidad del gas que sale de una rueda impulsora es muy baja para que avance a lo largo del compresor. Cuando no sale gas del impulsor, puede caer la presión de descarga; si ocurre, se reiniciará la compresión y se repetirá el ciclo. Ese funcionamiento intermitente puede causar serios daños en el compresor. La curva característica se puede modificar con la instalación de aspas de guía de entrada ajustables (Fig. 4b), que son más eficaces en compresores con pocas etapas. En algunos se han utilizado difusores con aspas ajustables.

En algunas instalaciones, el proceso puede exigir que el compresor funcione en el extremo derecho de la curva característica, que tiene mucha pendiente. Si va a funcionar así se requiere un control cuidadoso, pero con cierta pérdida de eficiencia.

La capacidad volumétrica de un compresor centrífugo está casi en relación directa con su velocidad; su **carga producida con el cuadrado de la velocidad. El** caballaje requerido, por tanto, está en relación con el cubo de la velocidad. La eficiencia de los compresores centrífugos es menor que la de los reciprocantes, quizá entre 5% y 20%.

Estas características establecen la sensibilidad del compresor a las variaciones en las condiciones de flujo. Por ejemplo, un cambio en la densidad del fluido que se bombea tendrá poco efecto en el volumen del gas que se mueve o la presión de descarga producida por el compresor reciprocante, aunque habría que cerciorarse de que ningún componente sufra esfuerzos mecánicos excesivos. Cualquier variación en la densidad del gas que se comprime producirá un cambio proporcionado en su peso.

Por otra parte, debido a que la carga producida por un compresor centrífugo sólo depende de la velocidad, un cambio en la densidad del gas se reflejará en forma directa en un cambio proporcionado en la presión de descarga. Sin embargo, con una densidad dada, si se puede permitir un ligero cambio en la presión de descarga, se pueden lograr grandes variaciones en el caudal (o gasto) en el compresor.

El compresor axial tiene curva característica con pendiente muy pronunciada (Fig. 4c). Por lo tanto, su capacidad en el punto de oscilaciones está muy cercana a la de operación. Sin embargo, si se suministra un método para ajustar el ángulo de las paletas del estator y las as-

pas de guía de entrada, se pueden obtener límites de funcionamiento (rango) más amplio (Fig. 4d).

Por lo general, un compresor axial tiene una eficiencia de un 5 a un 10 % mayor que la de un centrífugo de etapas múltiples. El axial no tiene diafragmas que se dilatan en sentido radial cuando se calienta el gas que se comprime. Este factor mecánico, combinado con una eficiencia más alta, da más libertad en los límites de temperatura y permite una relación de compresión más alta por etapa que en los centrífugos.

Consideraciones para la velocidad

El tipo de unidad motriz (incluyendo los engranes) que se utilice puede influir en la elección del compresor. Las velocidades del compresor y de la unidad son muy importantes si se desea evitar el engranaje. En la tabla 1 se indican los límites de velocidades de los compresores

Tabla 1 | Límites de velocidades para compresores y unidades motrices

Tipos de compresor	Límites normales. rpm	Observaciones
Compresores reciprocantes grandes	300-600	Algunos incluso 1,000 a 1 500 rpm
Compresores reciprocantes pequeños para aire y refrigeración	1 000-1 500	
Espiral rotatoria	3 000-10 000	
Centrífugos para proceso	3 ca-12 000	Algunos de alta potencia, hasta 17 000 rpm
Centrífugos para aire, especiales, de bajo volumen y alta carga	30 000-60 000	
Axiales	3 000-6 000	Algunos hasta 16 000 rpm
Motores de combustión interna y expansores reciprocantes para gas, grandes	300-600	
Motores de combustión interna rotatorios y radiales, pequeños	3000-8000	
Turbinas de gas con transmisión mecánica y expansores centrífugos (más de 1 000 hp)	10 000 o menos	Las transmisiones con turbinas de gas pequeñas han funcionado hasta 50 000 rpm
Turbinas de vapor de contrapresión con transmisión mecánica (3 000 a 40 000 hp)	16 000 o menos	Las turbinas de condensación tienen menores velocidades máximas
Motores eléctricos	3 600 o menos	

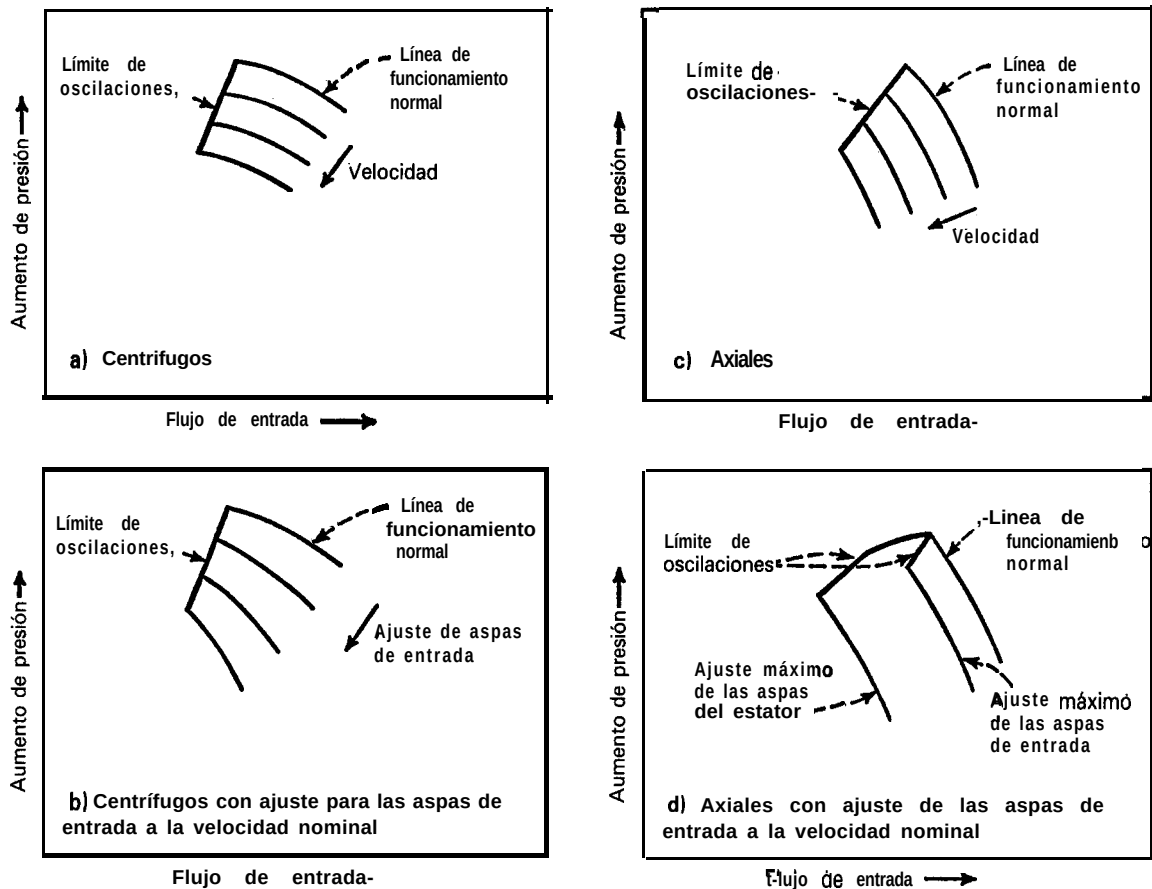


Fig. 4 Curvas características de operación de compresores centrífugos y axiales

y unidades motrices más comunes; sin embargo, hay de diseño especial que no quedan dentro de los límites que se dan. Uno de éstos, por ejemplo, es un compresor para dióxido de carbono con un volumen de succión de unos 50 ft³/min reales en el último impulsor, que gira a 25 000 rpm y descarga el gas a 5 000 psi. La velocidad en la punta del impulsor de este compresor es de unos 650 ft/s. La propulsión es con una turbina de vapor especial, de acoplamiento directo, de 1 000 hp.

Comparaciones de costos

En términos muy generales, se puede estimar que el costo de un compresor reciprocante para presiones bajas y flujos grandes, es el doble del de un centrífugo de la misma capacidad (Figs. 5, 6, 7). La diferencia en costo se reduce conforme aumenta la presión o disminuye el flujo real. Con presiones altas y flujos pequeños, los costos pueden ser muy semejantes. Un compresor reciprocante necesita cimientos más fuertes, mayor protección contra la atmósfera en la que trabaje y diseño más cuidadoso de la tubería para evitar vibraciones y pulsaciones.

Con esa misma base general, se puede estimar que el costo de los compresores de espiral rotatoria y axiales es casi el mismo o menor que el de los centrífugos. Para la mayor parte de sus aplicaciones idóneas, los costos

de los compresores de espiral y axiales pueden ser más bajos.

Combinaciones de compresores

En ciertas ocasiones, puede valer la pena combinar los compresores. Por ejemplo, para comprimir a presiones muy altas se puede utilizar uno centrífugo, o bien, uno de espiral rotatoria para presiones menores y enviar el gas a un compresor reciprocante. En algunos casos, se pueden montar impulsores axiales y centrífugos en el

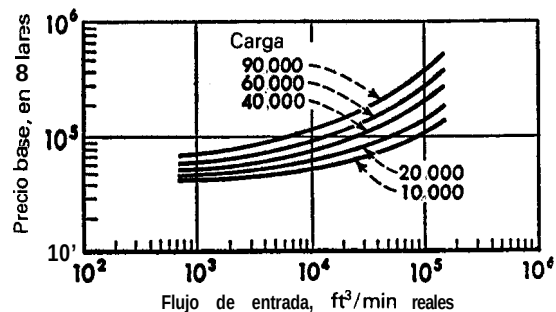


Fig. 5 Costo de compresores centrífugos según el volumen de entrada y carga producida (en ft de gas)

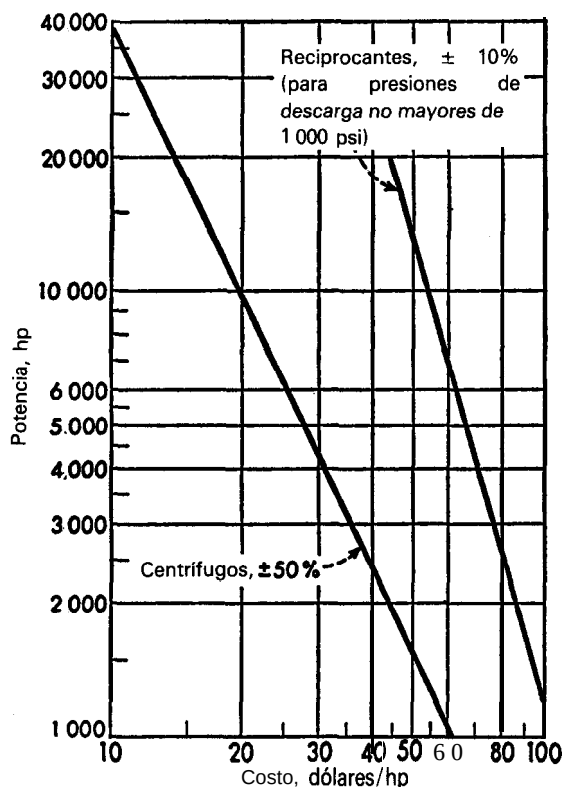


Fig. 6 Precio base de compresores reciprocantes y centrífugos, de acuerdo con el cabalaje

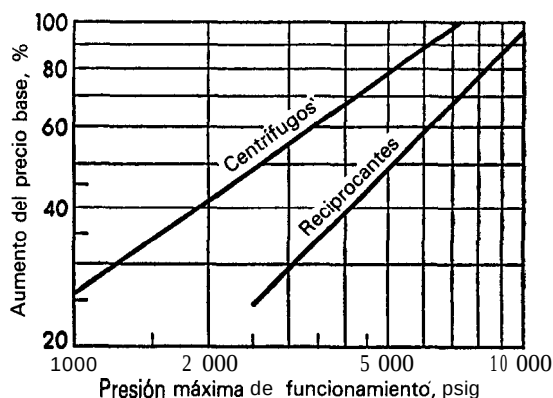


Fig. 7 Efecto de la presión de funcionamiento en el costo de los compresores centrífugos y reciprocantes

mismo árbol. Además, también se podrían acoplar un compresor axial y uno centrífugo en un tren de transmisión común.

Como alternativa del compresor axial, se pueden conectar tres o cuatro compresores centrífugos de una etapa, mediante un tren de engranes, a una sola unidad motriz. Si hay enfriamiento después de cada etapa (y los engranes diseñados para permitir que cada etapa funcione a la velocidad óptima) la eficiencia de estos centrífugos es comparable con la de los axiales aunque con sus propias características de operación. Sin embargo, la gran cantidad de engranaje es una desventaja.

Unidades motrices

Los compresores pequeños suelen tener un motor eléctrico (con acoplamiento directo o transmisión con banda); para los medianos y grandes hay una amplia elección de unidades motrices que son: motores eléctricos (síncronos, de inducción y de baja o alta velocidad); turbinas de vapor (de contrapresión, condensación o extracción controlada); motores de combustión interna (integrales o de acoplamiento directo); turbinas de gas (de árbol sencillo o doble) y expansores.

La selección de la unidad motriz depende, en cierto grado, del servicio del compresor, pero son más importantes el balance total de energía, la utilización y disponibilidad de la energía y los métodos para la disipación del calor. Dentro de los límites impuestos por estos criterios, se debe tratar de seleccionar una unidad motriz sencilla y confiable. El tipo de compresor es la razón para seleccionar esta unidad y no a la inversa.

Las unidades con motores de combustión interna y las turbinas de vapor pueden funcionar, por lo general, dentro de amplios límites (rango) de velocidades. Pero, puede no ser así con unidades de turbinas de gas o motor eléctrico.

Con respecto a las turbinas de gas, casi todas tienen compresores de aire de tipo axial para alimentar los compresores. En las unidades con un solo árbol (compresor de aire, turbina de gas y la unidad impulsada montadas en un solo eje) los límites de velocidad quedan determinados casi siempre por la pronunciada curva de rendimiento de los compresores axiales del proceso, en vez de la curva mucho más plana de los centrífugos. Las turbinas de doble árbol permiten tener velocidad constante en su compresor axial de aire y velocidad variable en el compresor del proceso. Hay una selección un tanto limitada en cuanto a tamaño, velocidad y potencia de las turbinas de gas comerciales. No siempre se puede elegir unidades con eje sencillo o doble.

Las unidades de motor suelen ser de velocidad constante; pero, en unos cuantos casos, se pueden emplear acoplamientos, motores de rotor devanado o de polos múltiples de velocidad variable. Los motores grandes pueden ser síncronos o de inducción. En un compresor que funcione por arriba de la velocidad sincrónica (3 600 rpm o 60 Hz), la selección se debe basar en el costo total del motor y del aumentador de velocidad. Por lo tanto, un motor de inducción de 1 800 rpm con aumentador de velocidad pueden costar menos, incluso en costos de operación, que uno síncrono de 1 200 rpm con aumentador de velocidad.

Los *centrífugos* de velocidad constante en las plantas de proceso tienden a operar con una carga promedio suficientemente alta de modo que resultan pequeñas las compensaciones económicas de la corrección del factor de potencia, la cual se obtiene al utilizar un motor síncrono.

Las unidades motrices de combustible fósil se utilizan cuando los costos iniciales y de operación son más atractivos que con unidades de vaporo eléctricas, cuando no se cuenta con suficiente energía eléctrica y cuando el suministro eléctrico o de vapor no es confiable. En este úl-

timo caso, hay que especificar con cuidado todo el sistema a **fin** de asegurar que detalles menores, como las bombas para agua de enfriamiento, los interruptores de presión, el aire de control, etc., tengan un suministro de energía más confiable que la unidad motriz del compresor.

Los motores de combustión interna suelen ser **turbo**cargados y pueden ser de 2 o 4 tiempos, y estar integrados o separados al compresor. El tipo de motor normalmente se puede seleccionar sobre la base de las características de la unidad, incluso accesorios y costos (precio, instalación, consumo de combustible, piezas de repuesto, mantenimiento), independientes del compresor.

La capacidad mecánica nominal de los engranajes, incluso el factor de servicio de la **American Gears Manufacturers Association** (AGMA), se debe seleccionar para que no sea el factor que limite el compresor y el tren de transmisión. Las unidades de turbina de vapor combinadas con un engrane (en las que la turbina funciona a menor velocidad que el compresor), a veces tienen menor costo que las turbinas de alta velocidad. También influyen en la selección la cantidad de piezas de repuesto para engranes que se deban tener en existencia, porque los engranes y acoplamientos adicionales aumentan la probabilidad de paralización.

Adquisición de compresores

Los sistemas de compresores y sus unidades motrices pueden ser desde pequeños hasta muy grandes. Se pueden adquirir desde un compresor de los que tienen en existencia los proveedores, hasta sistemas de diseño especial para procesamiento de productos químicos, distribución de gas, refinación de petróleo y generación de electricidad. Los ingenieros que se entrevistan con los distribuidores de **equipo**, los representantes de los fabricantes o los distribuidores de unidades compactas o montadas en patines, deben conocer estas organizaciones; a fin de incluir los detalles de los sistemas de compresores en las especificaciones y requisiciones de compra.

Los artículos de línea sólo requieren un poco más que la especificación de los componentes y accesorios, pues el rendimiento aparece en las especificaciones publicadas por el fabricante. Por otra parte, en los sistemas de diseño especial, se necesita la definición de los requisitos de rendimiento de todo el sistema. También hay que especificar los componentes y accesorios para establecer el nivel de calidad del sistema y sus componentes, y definir el número y tipo de elementos auxiliares, por ejemplo, enfriadores de aceite, regulador, bombas, etc. También puede ser necesario especificar controles, sistemas de rechazo de calor, unidades motrices, engranes, tubería, **ductos** y alambrado eléctrico (cable, conduit, charolas, etc.).

También hay que aclarar si el compresor funcionará a la intemperie o bajo techo, a **fin** de tener en cuenta el espacio **para** instalación y mantenimiento, control y **aisladores** del sonido y la corriente eléctrica disponible en la zona.

Especificaciones del sistema

El usuario debe conocer y estar familiarizado con la forma de las especificaciones de compra; en las Normas **API 617** y **618** se presentan ejemplos de especificaciones típicas. Se comentará el contenido de las **especificaciones**.

Hay que definir los requisitos para la función del compresor en el sistema global. Las especificaciones deben incluir:

- Límites de gasto de masa y volumétrico y la influencia que pueden tener sobre ellos las variaciones en temperatura de entrada, la presión, el peso molecular, la composición del gas (carga de vapores, factor de compresibilidad, etc.), la presión de descarga, la temperatura y el flujo de los fluidos para enfriamiento (agua, aire y otros).

- Condiciones de arranque, reserva y paro del compresor y de todo el sistema.

- Mención aun de huellas de vapores, gotitas de líquido, polvos o gases que pueden tener escasa importancia para la química del proceso, pero que pueden ocasionar obstrucción, formación de gomas, problemas con los sellos etc., ya sea por sí mismos o cuando se mezclan con lubricantes o líquido para sellos. Estos factores pueden influir en forma apreciable en la selección del compresor.

- Límites de la temperatura ambiente

- Altitud

- Tipo de corriente eléctrica disponible en la zona

- **Códigos** y normas apreciables, por ejemplo los de Tubular Exchanger Mfrs. Assn. (TEMA) y los de ASME.

Las especificaciones deben indicar la calidad deseada del equipo auxiliar, como sellos, material y tendido de sistemas de tubería, tipo y calidad de sistemas y elementos de control, nivel de redundancia y pruebas en fábrica, en su caso. Hay que preparar listas de comprobación con base en los factores propios del usuario, así como en las referencias aceptadas para inspección de instalaciones completas, como el **capítulo X** de la "Guide for Inspection of **Refinery** Equipment" de la **API**. Las especificaciones de compra, o las preparadas por el usuario para el contratista de ingeniería, no deben limitar el que los fabricantes incluyan sus propias especificaciones con base en su tecnología y experiencia.

Los controles requeridos pueden ser de muchas marcas. Las especificaciones del compresor deben incluir todos los elementos de medición y control directos de cualquier parte del sistema. Esto incluye tableros de instrumentos locales, receptores de señales externas y los equipos que produzcan salidas para dispositivos externos. Hay que especificar con todo cuidado los aparatos de control del volumen en sí, o los de control del flujo de masa y de las oscilaciones, y cuáles van a ser parte del sistema y cuáles externos. Por tanto, es preferible incluir las aspas de guía de admisión como parte del compresor, mientras que el control de oscilaciones y de recirculación se suelen considerar como externos.

Cada vez más importantes son los instrumentos de diagnóstico con el fin de medir, indicar, dar la alarma

y registrar las vibraciones (velocidad y desplazamiento), el movimiento axial, la temperatura de los cojinetes y la temperatura de los devanados del motor eléctrico. Algunos indicadores, como los de movimiento axial y temperatura de devanados, suelen ser para producir una alarma y un paro de emergencia. También se pueden utilizar instrumentos sólo para alarmas y como indicadores de tendencia. El fabricante del compresor es quien puede recomendar los puntos de captación y los tipos de captadores e indicadores. Los controles para compresores en lugares alejados necesitan una cuidadosa atención.

El costo y tiempo para instalación se reducen con los compresores armados en fábrica. Estos normalmente incluyen unidades montadas en patines, con sistema de enfriamiento, sea con agua fría o salmuera para bajas temperaturas, y los instrumentos completos y las unidades para aire de la planta. En las especificaciones se puede indicar o permitir la oferta de unidades integradas, pero deben ser del tipo que sólo se necesite colocarlas sobre cimientos sencillos y conectar la energía eléctrica, el agua para enfriamiento y los tubos de entrada y descarga.

Factores que se pueden pasar por alto

Quizá el factor más importante que hay que determinar sea si la maquinaria propuesta ha estado en el mismo servicio y cuál es su historial. Esto no significa que no se deba instalar un compresor de un diseño nuevo ni utilizar uno ya conocido para una nueva aplicación. El primer usuario de un nuevo diseño puede tener una ventaja sobre sus competidores. Además, si la construcción de la planta no puede esperar, puede ser cuestión ya sea de instalar una máquina nueva o una bien experimentada, aunque haya la posibilidad de que pronto resulte anticuado. Hay que estudiar a fondo las características de un diseño que quizá no haya sido probado, así como la acción por tomar si surgen dificultades inesperadas. Prever las posibles fallas y establecer medidas correctivas, requiere mucho tiempo, es difícil y, por lo general, no vale la pena. Pero cuando ocurren problemas, esos planes compensarán con creces el tiempo que se les destinó.

Si se estudian por separado el compresor y su unidad motriz, no hay que olvidar el sentido de rotación, que casi nunca se puede cambiar, y su efecto en el engranaje requerido. Puede hacerse responsable al fabricante de un análisis combinado de los valores torsionales y vibraciones de todo el sistema. Se debe determinar lo más pronto que sea posible, quien realizará este trabajo a fin de poder hacer cualquier cambio requerido en el diseño con un mínimo de dificultades.

También es aconsejable que cada posible proveedor se encargue de obtener y correlacionar los datos de emisión de ruido y recomendar el equipo para suprimirlo. El mejor procedimiento es seleccionar un proveedor y hacer que él asuma la responsabilidad de la unidad completa.

Cuando se estudien las ofertas de los concursantes, hay otros factores, además del precio y consumo de energía, que no se deben pasar por alto.

Una pregunta puede ser qué piezas de repuesto tiene en existencia el distribuidor. Si el usuario no compra un rotor para repuesto ¿cuánto tiempo tardaría en recibirlo en una emergencia? Hay quienes aconsejan comprar, junto con otra empresa las piezas de repuesto para tenerlas a mano. En general, este procedimiento no ha sido aceptado porque, aun cuando se reducen los costos, se incrementa el riesgo de una paralización por más tiempo. Empero, es posible que valga la pena considerar este curso de acción.

Cuando se compra un compresor centrífugo, hay que determinar la cercanía del punto de funcionamiento con el de oscilaciones. Con impulsores de baja capacidad y alta carga pueden estar muy cerca uno del otro. Quizá no se pueda disminuir mucho la velocidad sin recurrir a un control de derivación o a la instalación de válvulas de succión o descarga, etc. También hay que estudiar las velocidades críticas para tener la seguridad de que no están próximas a ninguna velocidad deseada de funcionamiento, en particular si va a haber funcionamiento con baja capacidad.

Los niveles de intensidad de ruido son función de la frecuencia y también de la intensidad; deben ser menores cuando son de tono agudo. La cantidad de ruido depende del tipo de compresor, de su caballaje nominal, de la relación de compresión, velocidad, etc. Pueden utilizarse silenciadores o cubiertas acústicas para disminuir el ruido hasta valores aceptables por el usuario y admitidos por los reglamentos. En las referencias ^{1,2} se describen los métodos para estimar la intensidad de los ruidos del compresor y el efecto de los diversos tipos de silenciadores.

Hay que evaluar las características de la unidad motriz y del compresor. Cuando se opera un centrífugo a su velocidad máxima continua, que suele ser 5 % mayor que la nominal, el consumo de potencia puede ser hasta un 15 % mayor que la nominal. Si se utiliza turbina y se aumenta la capacidad de ella en un 15 %, puede haber un importante aumento en el costo de la unidad motriz y en el de los auxiliares, así como una pérdida de eficiencia si se la hace funcionar a la misma velocidad nominal que el compresor. Por lo general, las velocidades mecánicas máximas permisibles de la turbina y el compresor deben ser las mismas.

También hay que examinar las garantías; en general, se aplican las siguientes (Normas API 617 y 618), salvo que el fabricante tenga otras. Para compresores centrífugos que operen a velocidad constante, se garantiza la capacidad; la carga puede variar con una diferencia entre -5 % y +0 % de la especificada. El caballaje (corregido a las condiciones de carga y capacidad especificadas) no debe variar más de un 4 % en relación con el nominal. En compresores centrífugos de velocidad variable (por ejemplo, los impulsores con turbina de gas o de vapor en la mayor parte de los casos) se suelen garantizar la capacidad y la carga, pero no la velocidad. El caballaje puede variar + 4 %.

Para los compresores reciprocantes, se pueden especificar una capacidad garantizada con tolerancia no negativa, así como un caballaje máximo y una velocidad especificada. Sin embargo, las industrias de proceso,

con frecuencia aceptan una garantía de $\pm 2\%$ a 3% , en vez de pagar más por la tolerancia no negativa. Cuando se utiliza unidad con motor eléctrico, es obvio que hay que estudiar las garantías de velocidad del compresor con más cuidado que cuando se emplean turbinas.

Ingeniería de instalación

Una vez seleccionados el compresor y su propulsor y colocada la orden de compra, hay que vigilar y controlar los siguientes pasos. No es fácil, porque interviene más personal de ingeniería y del proveedor. Hay que seguir estos lineamientos para que no se descuiden algunos factores:

1. Excepto para los compresores “de línea”, hay que preparar diagramas de proceso e instrumentos o diagramas de flujo de ingeniería para el sistema completo.

2. Hay que establecer las necesidades de distribución física, incluso las que se requieran por el número de operadores del compresor, durante el funcionamiento normal o sólo para el arranque, etc. Si no se va a tener un operador todo el tiempo, hay que proveer terminales para control remoto.

3. Si se trata de un compresor grande y complejo, hay que celebrar reuniones con el grupo de ingeniería del proveedor a fin de establecer fechas para la presentación, examen y aprobación de sus datos y planos de ingeniería y para la designación de sus técnicos durante la instalación y el arranque.

4. Hay que examinar los planos del fabricante y de sus proveedores para tener la seguridad de que se cumple con los criterios de calidad y rendimiento.

5. Hay que examinar los análisis de vibración por torsión y los estudios de factores críticos efectuados por los proveedores del compresor y de la unidad motriz para tener la certeza de que ninguna condición de operación no prevista ocasionará funcionamiento a velocidad peligrosa.

6. Hay que estudiar las órdenes de compra que no incluyan precios. (No se dispondría de órdenes con precios y son innecesarias).

7. Hay que examinar los planes de control, incluyendo arranque, operación normal, paros programados y de emergencia, dispositivos de seguridad y protección para alarma y paro y las obligaciones que tendrán los operadores.

8. Hay que presentar al proveedor, para examen y comentarios, los planos de bases de diseño e instalación de cimientos, tubería y sus soportes. Esa información debe incluir las fuerzas y momentos calculados, en caliente y en frío, ejercidos por los tubos sobre las bridas del equipo. Los fabricantes de compresores y turbinas incluyen información sobre los valores permisibles en sus planos.

9. Se deben estudiar los requisitos de pruebas de rendimiento y presiones en la fábrica y una vez instalado. En casi todas las aplicaciones los procedimientos de prueba establecidos por el fabricante son suficientes. También se requieren procedimientos para armar en la fábrica y marcar para acoplar la tubería prefabricada,

los cuales suministrará el fabricante. También se establecerán las pruebas en fábrica que debe presenciar el comprador.

10. Hay que establecer los requisitos del equipo como el de acceso para operación y mantenimiento (grúas viajeras, monorraíles y otros); casetas o instalaciones dentro de edificios para protección contra ruido, vapores y polvo; protección contra intemperie, y sistemas de tubería, incluyendo drenajes, respiraderos y accesos para lavado y limpieza del sistema.

11. Proveer métodos para tener máxima exactitud dimensional de la tubería instalada directa al compresor y, por lo tanto, compatible con la requerida por la maquinaria. Si no se tiene el debido cuidado, se pueden requerir cambios en la tubería ya instalada en el edificio para obtener y mantener una alineación aceptable con el compresor. La tubería más importante se debe instalar de modo que los soportes estén enclavados en subestructuras de concreto y no suspendidos de estructuras elevadas de acero. Esto es más importante en los compresores reciprocantes, porque ayuda a atenuar las vibraciones.

12. Se deben incluir visitas de inspección a la fábrica durante la fabricación, el montaje y las pruebas.

13. Hay que obtener copias de los informes de inspección y de embarque. Hay que vigilar las fechas de entrega.

Vigilancia durante la instalación

Las exigencias del trabajo durante la instalación, pruebas preliminares y arranque ocasionan riesgos para la obtención de los resultados deseados con el sistema del compresor. Para minimizar esos riesgos, hay que aplicar los siguientes lineamientos:

Representantes del fabricante. No debe evitarse la amplia participación de los representantes de la organización de servicio del proveedor y de quienes le suministran los componentes adicionales principales (turbinas, unidades de engranes y motores). Casi todos los proveedores incluyen cierto número de días de sus representantes en su propuesta original (y, por consiguiente, en la orden de compra) y un cargo adicional por día excedente. No hay que ahorrar esos días “gratis” para cuando ocurra un problema, sino aprovecharlos para evitar dificultades. No debe dudarse en pagar esos días adicionales para examinar los cimientos y colocación, alineación, arranque preliminar y arranque y pruebas definitivos.

Estudio de documentación. Hay que consultar y estudiar toda la documentación; no sólo los planos, sino también hojas de flujo del compresor y propulsor, manuales de operación y mantenimiento y otros.

Cimientos y superestructuras. Hay que estudiar estos elementos vitales del sistema con los planos y recomendaciones del fabricante para su instalación, y los planos de ingeniería para la construcción. La exactitud dimensional y la calidad de la construcción son de máxima importancia.

Materiales de construcción. Hay que verificar si se recibieron las especificaciones certificadas de la fábrica y si son aceptables.

Tubería, ductos y soportes. Hay que determinar que la estructura tenga la exactitud necesaria para no imponer cargas excesivas sobre las bridas del equipo. También hay que asegurarse de que se incluyen provisiones para controlar el movimiento debido a la dilatación térmica; de que se mantienen las pendientes correctas de los tubos; que el ruido y vibraciones sean mínimos o inexistentes y de que se eviten las condiciones que produzcan resonancia.

Se deben efectuar las pruebas hidrostática y de fugas. Antes de instalar, hay que quitar todos los tapones y cubiertas temporales y colocar filtros adecuados en la tubería.

Hay que enjuagar, desengrasar, efectuar limpieza mecánica y, en su caso, con productos químicos. También hay que hacer limpieza con productos químicos de los tubos de acero al carbono para servicios como el de aceite lubricante. Si se hace limpieza con productos químicos en los componentes armados en el sitio, hay que tener mucho cuidado porque puede haber un serio peligro si esos productos entran al compresor durante el arranque. El drenaje y los respiraderos son esenciales para la eliminación segura de los productos químicos. Estos no impiden los problemas ocasionados por lodos, guijarros o arena, electrodos de soldadura y escoria que puedan estar en los componentes o tubos.

Hay que examinar que los sistemas pequeños de tubería, como los de líquido de sello, respiración, drenaje y conexiones para los controles tengan continuidad y estén completos; a menudo no se les presta la debida atención. Estas tuberías, que suelen ser parte de la instalación en el sitio, deben permitir acceso al compresor para lubricación y mantenimiento. Los soportes deben ser fuertes para evitar fugas o roturas durante el funcionamiento normal o con alteraciones.

Instrumentos y controles. Para su funcionamiento correcto: 1) hay que efectuar pruebas de continuidad e hidráulicas, neumáticas y eléctricas; 2) conectarlos, calibrarlos y establecer puntos de referencia; 3) comprobar que estén accesibles y visibles para el operador, para ajustes y mantenimiento; 4) utilizar métodos y lugares de montaje para eliminar las vibraciones; no hay que montarlos directamente en el compresor, plataformas o barandillas; 5) comprobar que el suministro de aire y electricidad para instrumentos sea adecuado y confiable.

Potencia eléctrica y alumbrado. En las instalaciones de potencia, hay que comprobar la continuidad, que el aislamiento sea el correcto, que la tierra y el ajuste de los relevadores sean los adecuados, incluso el buen funcionamiento de los dispositivos de paro por sobrecarga térmica; apretamiento y calidad de todas las conexiones, sellado de los accesorios para tubos y empleo de conectores flexibles para equipo e instrumentos.

La iluminación debe ser la requerida para estaciones de control, instrumentos y puntos de lubricación, si la del local es insuficiente.

Aislamiento térmico y pintura. Hay que comprobar que el aislamiento 1) evitará riesgos para el personal, 2) im-

pedirá choques térmicos en la tubería, compresor y turbina ocasionados por la lluvia; 3) evitará que ocurra un incendio por derrames de aceite sobre una superficie caliente.

Hay que evitar superfluidades, como 1) pintura en los vástagos de válvulas, instrumentos, etc; 2) aislamiento innecesario en las bridas y sus tornillos; 3) aislamiento externo en ladrillos con aislamiento interno o en tubos y ductos refractarios; 4) restricciones por el aislamiento en las juntas de expansión; 5) aislamiento que restrinja la libertad del movimiento de los tubos.

Referencias

1. Heltner, I., *How to Estimate Plant Noise, Hydrocarbon Process*, Dec. 1968, pp. 67-74.
2. Golden, B. G., *Ways to Reduce Plant Noises, Hydrocarbon Process*, Dec. 1968, pp. 75-78.

Agradecimientos

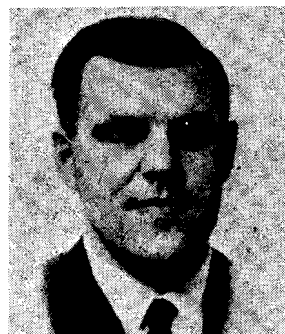
Los autores agradecen a Struthers Energy Systems la autorización para usar las figuras 2 y de la 5 hasta la 7. También agradecen a las personas y empresas que revisaron el original de este artículo e hicieron comentarios y sugerencias, en particular a C.C. Kirby de American Cyanamid Co., a J. Dzuback de Dresser Industries, Inc., a J. Gooch de Cooper-Bessemer Co. y a los ingenieros de Allis-Chalmers Mfg. Co.

La figura 5 se basa en parte, en datos de *Hydrocarbon Process*, noviembre de 1965, página 120

Los autores



Sidney A. Bresler es ingeniero químico consultor, P. O. Box 86, Cathedral Station, New York, NY 10025. Ha trabajado en diseño y evaluación económica de plantas petroquímicas y de fertilizantes durante muchos años; también como gerente de proyectos y ha presentado una serie de trabajos relacionados con los aspectos técnicos y financieros de las industrias de procesos. Tiene maestría en ingeniería química por el Brooklyn Polytechnic Institute y maestría en administración de empresas por la Columbia University.



John H. Smith es ingeniero mecánico senior en American Cyanamid Co., Engineering and Construction Div., Wayne, NJ 07470, encargado de la aplicación, especificación y selección de equipo mecánico para procesos y servicios. Antes de ingresar en Cyanamid, trabajó como diseñador en Manning, Maxwell and Moore, Inc., y como termodinamista en Northrop Corp. Tiene licenciatura y maestría en ingeniería mecánica por la Purdue University; es miembro de ASME y de la Connecticut Soc. of Professional Engineers.

Sección V

Sellos y empaquetaduras

Selección e instalación de sellos mecánicos

Sellos mecánicos: más duración, menos mantenimiento

Detección de fallas en sellos mecánicos

Por qué fallan los sellos mecánicos

Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas

Selección e instalación de sellos mecánicos

El funcionamiento sin fugas, poco mantenimiento y cumplimiento con los reglamentos contra la contaminación son las principales ventajas de los sellos mecánicos en los ejes.

John H. Ramsden, Badger America, Inc.

Los sellos mecánicos impiden el escape de todos los tipos de fluidos, sean gases o líquidos, a lo largo de un eje o árbol rotatorio que se extiende a lo largo de una carcasa o una cubierta. Las extensas aplicaciones de estos sellos en las industrias de procesos químicos (IPC) van desde la contención de fluidos criogénicos hasta fluidos de alta temperatura para transferencia de calor.

El sello mecánico tiene ciertas ventajas en relación con las empaquetaduras porque:

- Produce un sellamiento más positivo.
- Elimina los ajustes manuales periódicos.
- Sólo se necesita reemplazar el sello y no el eje o camisa de la bomba.

Los equipos en que se utilizan sellos mecánicos son las bombas centrífugas y rotatorias, compresores centrífugos, de flujo axial y rotatorios y en los agitadores. Este artículo se relaciona con el sellamiento de líquidos en las bombas rotatorias, pues son la aplicación más común.

Los sellos mecánicos para los compresores son de diseño muy complejo, más grandes y los manufactura el mismo fabricante de los compresores. Además, estos sellos se utilizan para retener un gas o fluido compresible que no sea líquido, lo cual plantea problemas exclusivos de diseño y funcionamiento. Para información adicional acerca de sellos mecánicos para compresores, véanse las referencias bibliográficas 1 para compresores y 2 para agitadores.

Características de los sellos mecánicos

El sello mecánico se utiliza para evitar fugas por los ejes, mediante dos superficies de sellamiento, una esta-

cionaria y otra que gira en contacto con el eje. Estas superficies o caras de sellamiento están perpendiculares en vez de paralelas con el eje. El sello mecánico es similar a un cojinete porque tiene holguras muy pequeñas de funcionamiento con una película de líquido entre las caras.

Las dos superficies de sellamiento se llaman el anillo primario y el anillo correlativo (Fig. 1) y cualquiera de ellos puede ser estacionario. Sin embargo, en la mayor parte se utiliza un anillo primario rotatorio y un anillo correlativo estacionario. Las caras de los dos anillos se pulimentan para darles una planicidad que se mide en millonésimas de pulgada y permanecen en contacto en toda su superficie para producir un sello casi completo. El anillo primario tiene montaje flexible para permitir su movimiento axial y radial y mantener el contacto con el anillo correlativo.

Los sellos secundarios permiten el montaje flexible del anillo primario y son tazas, anillos en V o cheurones, fuelles, anillos en forma de cuña y sellos anulares. La fuerza de cierre necesaria para mantener el contacto con el anillo correlativo se produce con resortes, fuelles metálicos o magnetismo. El anillo correlativo puede tener montaje flexible con sellos anulares o juntas o se instala a presión.

Clasificación de los sellos mecánicos

Los sellos mecánicos se clasifican por el tipo de montaje, sea interno o externo y si son equilibrados (balanceados) o desequilibrados.

Si el anillo primario está montado en el recipiente para el líquido, se denomina sello interno; si está montado

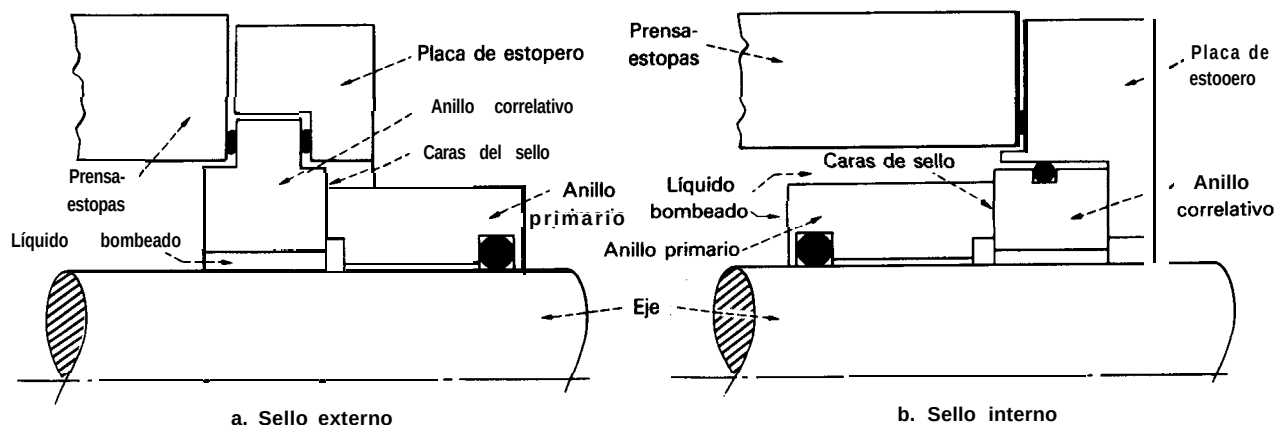


Fig. 1 Componentes básicos de los sellos mecánicos para líquidos

en el exterior, se denomina sello externo. En la figura 1 se ilustran los sellos internos y externos.

Se prefieren los sellos externos para facilidad de mantenimiento. También permiten aislar las piezas metálicas de los materiales corrosivos. Algunas de sus desventajas son:

1. La fuerza hidráulica tiende a separar las caras del sello.

2. La lubricación y lavado de las caras están restringidas.

3. Las partículas abrasivas en el líquido se pueden acumular en la abertura anular; después, la fuerza centrífuga las empuja entre las caras y producen desgaste rápido.

Para tener mejor funcionamiento se suelen preferir los sellos internos en los que todo el anillo primario está rodeado por el líquido. Las fuerzas hidráulicas actúan junto con los resortes para mantener el contacto entre las caras. El lavado y la lubricación se pueden diseñar para tener mejor enfriamiento positivo en las caras.

Las fuerzas que actúan en la cara primaria de un sello interno sometido a la presión hidráulica en el estopero pueden producir una condición desequilibrada. En la figura 2a se ilustra un sello interno desequilibrado. La presión que actúa en la parte posterior del anillo primario empuja las caras del sello entre sí. Con un sello que fun-

ciona con alta presión en el estopero, las fuerzas pueden ser excesivas y producir desgaste rápido de las caras del sello. Los fabricantes de estos sellos utilizan la relación presión-velocidad para determinar los límites de presión en los sellos desequilibrados. Por lo general, el empleo de sellos desequilibrados es sólo para presiones de 200 psig (1 380 kPa) en el estopero, según sean el tamaño y velocidad del eje. La Norma API 610, en su tabla 1 especifica un límite más bajo y conservador.⁴

Las fuerzas que actúan en las caras del sello se pueden reducir con el cambio de la relación entre la superficie de cierre y la superficie de la cara. Si se reduce la superficie en la cual actúa la presión pero se mantiene constante la superficie de la cara, se reducirá la fuerza contra ésta. Esto se llama equilibrar el sello. Para llenar la superficie se emplea un reborde en el eje, la camisa o el retén del sello (Fig. 2b).

Aplicación de los sellos mecánicos

Casi todos los sellos mecánicos son sencillos y son adecuados si el líquido bombeado está limpio, libre de sólidos y no es tóxico ni peligroso. En la figura 3 se ilustra un sello sencillo interno, equilibrado, típico.

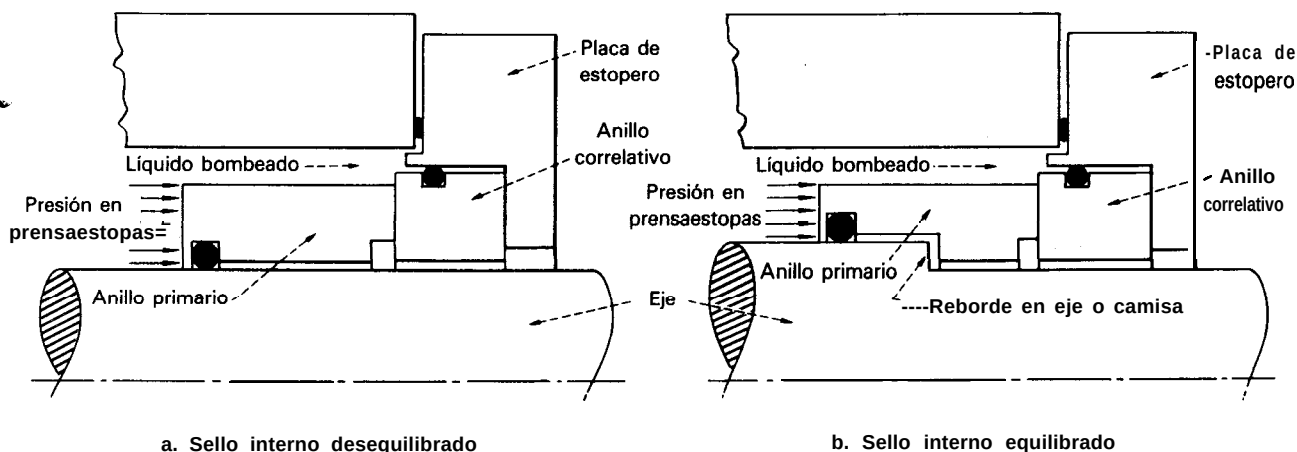


Fig. 2 El sello equilibrado reduce las fuerzas contra las caras

Para prolongar la duración, el sello se debe mantener frío y para ello se lava el **estopero** con un líquido. Si el líquido bombeado es limpio y frío, se puede utilizar una derivación de la descarga de la bomba para lavar el sello y eliminar el calor de la fricción ocasionada por el rozamiento entre las caras.

Si no se puede utilizar el líquido bombeado, se suministra líquido de una fuente externa, que sea compatible con el mismo. El líquido externo debe estar limpio, frío y a una presión mayor que la máxima dentro del **estopero**. La presión dentro del **estopero** varía según el tipo y fabricante de la bomba; en las centrífugas, puede ser unas cuantas psi más que la de succión o la máxima de descarga.

La cantidad de líquido externo se puede reducir con una restricción entre el prensaestopas y la cavidad de la bomba. Esto se hace para reducir la contaminación o la dilución del líquido bombeado y disminuir el costo de operación. Están disponibles restricciones que pueden ser un sello de pestaña o un buje (casquillo) de garganta.

El sello de pestaña o "labio" se utiliza para evitar que el líquido bombeado penetre al **estopero** y también produce cierta restricción al líquido de lavado que entra a la bomba.

El buje de garganta tiene tolerancia muy precisa para restringir el flujo. La holgura entre el buje y el eje debe ser suficiente para evitar el rozamiento y depende de la excentricidad y flexión del eje. Cuanto mayor sea la holgura y más corto sea el buje, mayor será la dilución del líquido bombeado. Se utiliza un buje flotante para reducir más la dilución. Este tipo de buje se monta de modo que pueda seguir el movimiento del eje con una holgura muy reducida, pero sin frotamiento.

Para evitar que el líquido bombeado penetre al **estopero**, un fabricante de sellos recomienda que la velocidad del líquido de lavado en la garganta sea de 10 a 15 ft/s (3 a 4.6 m/s). En una bomba con eje de 2 in (50 mm) de diámetro con un buje fijo que tenga una holgura radial de 0.007 in (0.18 mm) se necesita un volumen de lavado de 2.1 gpm (8 l/min) para mantener una velocidad de 15 ft/s (4.6 m/s). En esa misma bomba con buje flotante que tenga una holgura radial de 0.003 in (0.08 mm) se necesita 0.9 gpm (3.4 l/min).

El sello mecánico no es del tipo que no permite fugas. Funciona con el principio de producir una película de líquido entre las caras de sellamiento para lubricarlas y enfriarlas; ésta es la razón para que el líquido para lavado esté limpio y frío. Según sean las condiciones y lo plano de las caras del sello, las fugas son muy pequeñas, de apenas una gota por minuto y muchas veces no se ven.

Si el líquido que se fuga por el sello se vaporiza o condensa a la presión atmosférica, habrá que proveer un sello auxiliar, como una empaquetadura o un buje **extrangulador** hacia fuera de las caras del sello en el disco de la empaquetadura. Se proveen conexiones para respiración o drenaje para descargar los vapores en la atmósfera en un lugar seguro, para evacuar el condensado o enfriarlo con un líquido enfriador (Fig. 6).

En circunstancias que se requieren cero fugas, por la toxicidad, la contaminación ambiental, etc., el sello sencillo no suele ser adecuado y se utiliza un sello mecánico

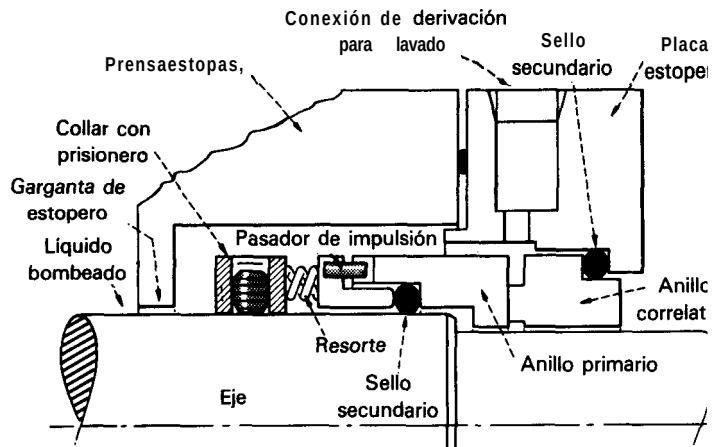


Fig. 3 Relación de componentes para sello interno sencillo, equilibrado

doble (Fig. 4), que es el tipo más común. Se colocan dos sellos "encontrados" que tienen una cavidad entre ellos. Para dar buena duración del sello, se circula en la cavidad un líquido para sello con temperatura y presión controladas.

El líquido para sello debe estar a una presión superior a la de funcionamiento del **estopero** para que funcione el sello. Por ello se necesita que haya alguna fuga entre las caras. El líquido que pasa por la cara interna entrará al **estopero** y se mezclará con el líquido bombeado. El líquido que pasa por la cara externa saldrá a la atmósfera. Por ello, el líquido de sello debe ser compatible con el que se bombea y no ocasionará problemas de contaminación. Se puede utilizar como líquido de sello uno limpio y frío que venga de otro sistema de bombeo en la planta o se debe tener un sistema cerrado para servicio de una o más bombas.

Otro tipo de sello que se utiliza con frecuencia para resolver problemas ambientales y de seguridad es el que tiene sellos en paralelo o tándem (Fig. 5) que tienen tres diferencias principales con los sellos dobles:

Primera, ambas caras del sello están en la misma dirección en vez de estar "encontradas" (espalda con espalda).

Segunda, el líquido en la cavidad del sello se utiliza como barrera y está a una presión menor que la que hay en el estopero. Por tanto, las fugas serán del **estopero** a la cavidad del sello que contiene el líquido de barrera.

Tabla 1 Límites de presión para sellos desbalanceados

Diámetro interior del sello		Velocidad del eje	Presión de sellado		
In	mm	rpm	psig	kPa	
½ hasta 2	13 hasta 50	Hasta 1 800	100	690	
		1 801 hasta 3 600	50	345	
Por arriba de 2 hasta 4	Por arriba de 50 hasta 100	Hasta 1 800	50	345	
		1 801 hasta 3 600	25	172	

Fuente: Ref. 4

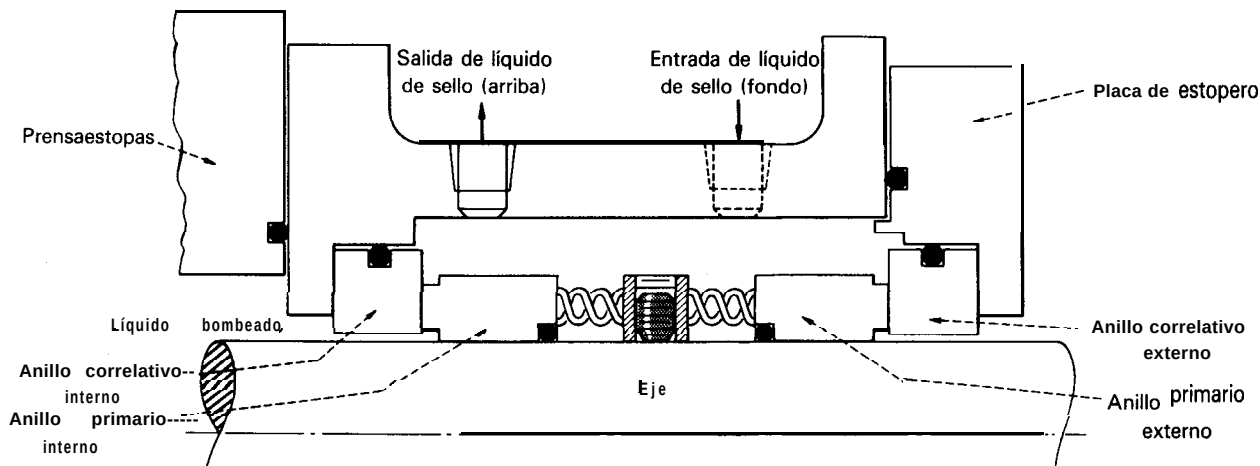


Fig. 4 Los sellos dobles "encontrados" eliminan las fugas del líquido bombeado hacia la atmósfera

Tercera, se utiliza lavado del sello en el estopero para eliminar el calor de la fricción. El sello secundario (externo) sirve de complemento para el primario o interno.

Accesorios para sellos mecánicos

Un requisito del líquido para sellos es que esté limpio. Las partículas extrañas suspendidas pueden penetrar entre las caras del sello y dañarlas.

Filtros. Un método para tener líquido limpio es con un filtro en el tubo de derivación o en el tubo de alimentación del sello. Se deben tener en cuenta dos preguntas antes de seleccionar ese filtro.

1. ¿Qué cantidad de sólidos hay que filtrar? Si el líquido del sistema está muy sucio, los filtros se llenarán y obstruirán con rapidez y ocasionarán altos costos de mantenimiento.

2. ¿Funciona o no la bomba en un cuadro cerrado? Si la bomba está en un sistema de una sola pasada, el filtro se llenará con frecuencia y habrá que cambiarlo; en esta situación se debe escoger un sistema diferente de lavado. Si la bomba está instalada en cuadro cerrado el filtro, con el tiempo, limpiará todo el sistema y la frecuencia de los cambios será mucho menor.

Los filtros se deben instalar por pares para que funcione uno mientras se limpia el segundo para dejarlo como reserva.

Los elementos del filtro pueden ser de muchos materiales y hay que tener cuidado de que sea compatible con la corriente de líquidos que se va a filtrar.

Separadores de ciclón. Son muy adecuados para sistemas de bombeo de una sola pasada en el cual un filtro se obstruiría con rapidez al retener los sólidos de una corriente en derivación para lavado. El líquido derivado entra al ciclón en sentido tangencial, cerca de la parte superior. Se lanzan las partículas pesadas contra la pared del ciclón y salen por el fondo. El líquido aclarado se mueve hacia dentro y arriba y sale por la conexión para lavado del sello en el prensaestopas. Los sólidos y algo de líquido retornan a la succión de la bomba desde el fondo del ciclón.

La eficiencia del separador de ciclón depende del tamaño de partículas de sólidos y su concentración, la densidad relativa de los sólidos y el líquido y la caída de presión en el separador. Su eficiencia aumenta con partículas más grandes, mayor concentración de la solución, diferencias más grandes en la densidad relativa y mayor caída de presión en el separador.

Control de la temperatura

Los sellos mecánicos están destinados para funcionar hasta 750°F (400%) y también los hay para temperaturas más altas. Sin embargo, cuanto más frío se pueda mantener el líquido de lavado, más durará el sello y habrán menos problemas de mantenimiento. Hay varios métodos para controlar la temperatura en el estopero.

La mayor parte de las bombas incluyen o se pueden equipar con camisas para el estopero a una zona que rodee a éste para circular agua de enfriamiento. Este método produce cierta reducción de la temperatura. Además, la cara estacionaria del sello se puede taladrar para dejar circular el agua; esto es más eficaz para eliminar el calor generado por el rozamiento entre las caras del sello. Sin embargo, si el anillo estacionario es de carbón, hay poca eliminación de calor y este método no es muy eficaz.

El mejor método es utilizar un intercambiador de calor en el sistema de derivación para lavado, en el cual se puede enfriar directamente el líquido antes de inyectarlo en el estopero. Se prefiere una temperatura de menos de 200°F para el líquido de lavado.

En los sellos mecánicos sencillos o dobles se puede utilizar un sistema cerrado que consta de un anillo de bombeo y un intercambiador de calor en un cuadro cerrado de tubería. El anillo de bombeo es ranurado, se monta en el eje entre los sellos; puede girar y sirve como una bomba de baja capacidad y baja carga. Estos anillos producen suficiente carga para circular el líquido de sello del estopero por el intercambiador de calor y de retorno. El intercambiador puede ser enfriado por aire o por líquido. A veces se prefiere el anillo de bombeo en

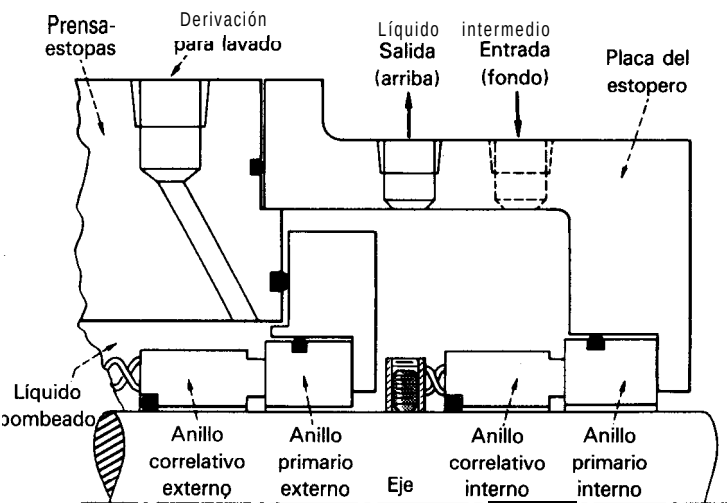


Fig. 5 El líquido intermedio **está a presión más baja** que la del **estopero** en este sello en paralelo o tándem

vez de un sistema de derivación con intercambiador, porque en tal caso el intercambiador puede ser más pequeño.

El tubo para lavado debe ser lo más corto que se pueda y no tendrá codos ni curvas, para que las pérdidas por fricción sean mínimas. La capacidad y la carga del anillo de bombeo son proporcionales a la velocidad periférica del anillo; se acostumbra una velocidad mínima de 800 ft/min (4 m/s).

Si se va a utilizar sistema cerrado con un sello mecánico doble, se necesita algún sistema para mantener la presión en el cuadro más alta que la del estopero para evitar las fugas del líquido bombeado por el sello inter-

no. Una forma de mantener esa presión para el sello es con un detector de la presión de succión o de descarga de la bomba y mantener un diferencial fijo por arriba de esa presión con un resorte o una carga estática.

El control de la temperatura no siempre es para el enfriamiento. Cuando se bombean líquidos para transferencia de calor, aceites pesados, etc., con puntos de fusión muy superiores a la temperatura ambiente se necesita calentar el estopero para evitar que el material se cristalice o solidifique. Las camisas del estopero se pueden utilizar para el vapor. Hay disponibles placas para estopero calentadas por vapor. Si no se tiene vapor a temperatura suficiente, se puede utilizar calefacción eléctrica.

Función de la placa de estopero

La placa de estopero es parte importante del sello mecánico porque el anillo estacionario se monta en ella. También es la pieza que se atornilla en el prensaestopas y forma una sección de la cubierta para retención de presión en la cual sobresale el eje.

Además de servir para montar el anillo estacionario, la placa también permite instalar componentes para seguridad. Un sello mecánico es sólo eso: un aparato para evitar las fugas y por ello es susceptible de fallar y si ocurre, habrá fuga. Se debe reconocer este riesgo y determinar si la fuga pone en peligro al personal, el equipo o el ambiente. Si existe peligro, hay que proveer algún medio de controlar la fuga.

Ya se mencionaron las opciones, sellos dobles y sellos en paralelo, para contener las fugas en caso de falla del sello. La tercera opción es proveer algún medio de contener y recolectar el líquido y enviarlo a un lugar seguro. Para ello, se emplea una placa de estopero que tenga una

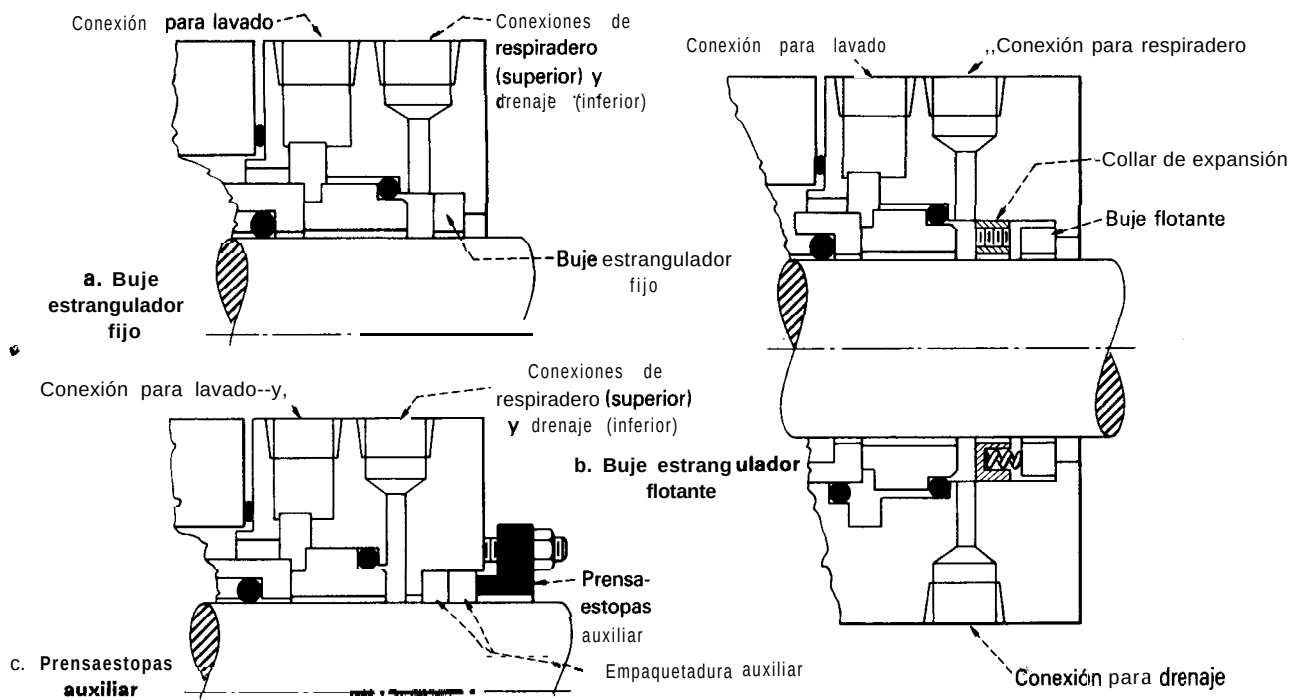


Fig. 6 Las conexiones para respiración, drenaje o enfriamiento contienen y reciben las fugas de los sellos

holgura muy precisa con el eje y sirva para respiración, drenaje o enfriamiento.

En la figura 6a se ilustra una placa de **estopero** con una conexión para respiración 0 enfriamiento, una conexión para drenaje y un buje estrangulador fijo, el cual es similar al buje de garganta fijo y necesita una holgura un poco grande para no rozar contra el eje. Si hay que reducir todavía más las fugas, se puede instalar un buje de garganta flotante (Fig. 6b). La cantidad de fuga con estos bujes se determina igual que los bujes de garganta.

Un método más positivo para evitar las fugas por el eje es un prensaestopas auxiliar (Fig. 6c), que consiste en uno o más anillos de empaquetadura con un casquillo que sirve de retén. Hay que circular agua por las conexiones de respiración y drenaje para lubricar la empaquetadura.

La placa de **estopero** también puede servir como conexión para lavado cerca de las caras del sello primario. La mayor parte de las bombas, en especial las que tienen prensaestopas con empaquetadura, tienen una conexión para lubricarla, que se puede utilizar como conexión para lavado de un sello mecánico. Sin embargo, debido a que la conexión, muchas veces, está entre las caras del sello y la bomba, permite que se forme una zona de estancamiento en el prensaestopas, hacia fuera de la conexión, que puede aminorar la eliminación de calor de las caras del sello y permite la acumulación de cuerpos extraños.

El punto preferido para la inyección del líquido de lavado es justo hacia fuera de las caras del sello primario, para que el líquido pase por ellas y vuelva a la bomba por la garganta del prensaestopas. En la figura 3 se ilustra una placa de **estopero** con conexión para lavado que deja pasar el líquido por las caras del sello.

Materiales de construcción

La selección de los materiales adecuados para las condiciones de funcionamiento es muy importante para lograr larga duración del sello. Hay que tener en cuenta el **diseño**, condiciones de funcionamiento y lubricación del sello.

El tipo de líquido que se retiene influirá en el tipo del sello que se escoja. Por ejemplo, si se requieren 0 prefieren sellos secundarios de fluorocarbono por su resistencia al líquido **bombeado**, se necesita un sello con anillos en V o con copas cóncavas para contrarrestar la tendencia a la afluencia en frío de una resina pura de **fluorocarbono**. Si se utiliza un fluorocarbono con relleno, **como** Nylon con fibra de vidrio, entonces se puede emplear el tipo de sellos anulares.

La presión y la temperatura también influyen en el diseño de los sellos. Los materiales para los sellos primario y secundario, resortes y placa de **estopero** (retén) se determinan por la temperatura, la corrosividad y la compatibilidad del líquido.

Se dijo antes que un sello mecánico es similar a un cojinete con una película de líquido entre las caras; si **no** es lubricante, tal como un hidrocarburo ligero, se necesitan caras autolubrificantes en el sello.

En la mayor parte de las combinaciones de materiales para los anillos del sello se utiliza carbón o grafito en una de las caras. Se **emplea porque** tiene buenas características de desgaste, es más blando que otros materiales y más compatible en una amplia gama de temperaturas y de materiales corrosivos. Otros materiales que se suelen utilizar para las caras son Stellite, carburo de tungsteno, acero inoxidable, cerámica y Ni-Resist, que tienen límites máximos de temperatura entre 350°F (177%) y 750°F (400%).

Para trabajo con líquidos corrosivos, los anillos del prensaestopas, resortes y fuelles están disponibles en diversos materiales, como acero inoxidable, Monel y Hastelloy.

Los materiales para el sello secundario son, entre otros, Buna N, Neopreno, resinas de fluorocarbonos y grafito. Cada material tiene sus límites de temperatura que van desde -320°F (-196°C) hasta 800°F (427°C).

Los fabricantes de sellos tienen tablas para selección del material para una serie de líquidos en las que se recomiendan el tipo y material del sello para la mayor parte de los líquidos.

Debido a las grandes variaciones en material y construcción, hay sellos disponibles para temperaturas desde -350°F (-212°C) hasta 750°F (400°C) y para presiones desde subatmosféricas hasta 2 500 psi (17 238 kPa).

Instalación y funcionamiento

La instalación correcta de los sellos mecánicos es importante. El movimiento axial del eje debe ser menor de 0.004 in (0.1 mm), pues el movimiento axial excesivo puede ocasionar desgaste del eje o camisa en el punto de contacto con el sello secundario. También puede producir exceso o falta de carga o traqueteo de los resortes, que harán fallar el sello. La flexión del eje de más de 0.003 in (0.8 mm) puede producir desgaste de las caras del sello y del eje en el punto de contacto del sello secundario. Hay que comprobar también el escuadramiento del prensaestopas y la concentricidad de su cavidad. Hay que seguir con cuidado las instrucciones para instalar los sellos para evitar problemas.

El momento más crítico para un sello es cuando se pone en marcha la bomba por primera vez. Por lo general, la bomba está inundada pero las caras del sello pueden funcionar en seco durante un tiempo corto hasta que se tiene funcionamiento estable. Durante el arranque es cuando se pueden introducir sólidos y dañar los sellos. También es el momento en que la bomba funcionará casi en condiciones de cierre, con lo que habrá calentamiento excesivo del líquido bombeado e inestabilidad del funcionamiento. En estas condiciones, se pueden dañar los sellos.

Si el sello es el correcto y está bien instalado, puede durar quizá dos años después de arrancar la bomba en el supuesto de un buen funcionamiento del sello. Algunos de los problemas que pueden ocurrir con los sellos mecánicos son:

1. Pérdida de la película entre las caras, que pueden producir grietas por calor en la cara dura o la explosión del anillo de carbón.

2. Desgaste de las caras por los sólidos en el líquido o por un líquido que se cristaliza entre las caras.

3. Deformación del anillo estacionario, ocasionada por apretar en exceso los tornillos del estopero.

Los sellos mecánicos permiten bombear líquidos que, por razones de protección ambiental, no se pueden mover con una bomba que tenga empaquetadura en el eje. Aunque la inversión en sellos mecánicos es mayor que en empaquetaduras, aquéllos requieren menos atención y tienen menores costos de mantenimiento'lo cual compensa la inversión adicional.

Referencias

1. Boyce, M. P., How to Achieve Online Availability of Centrifugal Compressors, *Chem. Eng.*, June 5, 1978, pp. 122-125.
2. Ramsey, W. D., and Zoller, G. C., How the Design of Shafts, Seals and Impellers Affects Agitator Performance, *Chem. Eng.*, Aug. 30, 1976, pp. 105-108.

3. Karassik, I. J., Krutzsch, W. C., and Messina, J. P., eds., "Pump Handbook," pp. 2-82 to 2-89, McGraw-Hill, New York, 1976.
4. API Standard 610, "Centrifugal Pumps for General Refinery Services," 5th ed., American Petroleum Institute, Washington, D.C., March 1971.

El autor

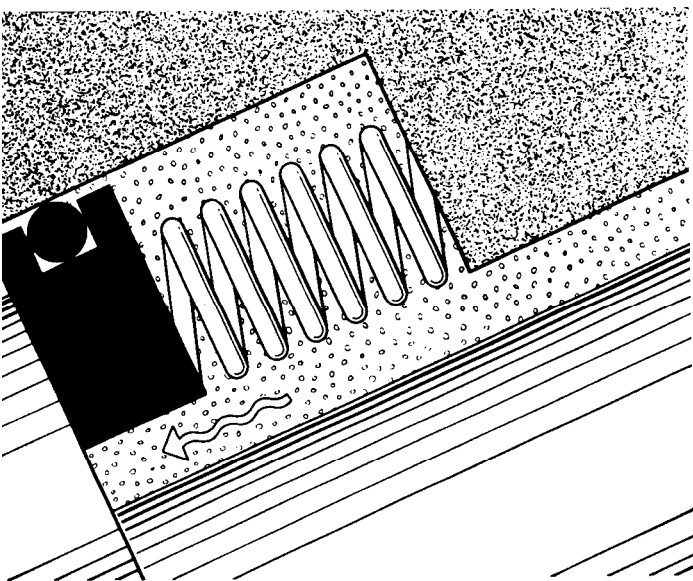


John H. Ramsden es ingeniero en jefe de equipo rotatorio en Badger America, Inc., One Broadway, Cambridge, MA 02142. Está a cargo de la selección y aplicación de bombas, compresores, expansores y propulsores en muchos proyectos de las industrias de procesos químicos. Tiene título de ingeniero químico de la Tufts University y maestría en administración de empresas de la Northwestern University; es ingeniero profesional registrado en Massachusetts.

Sellos mecánicos: más duración, menos mantenimiento

Una película de líquido limpio entre las caras en contacto de los sellos mecánicos puede constituir la diferencia entre funcionamiento prolongado y libre de problemas y altos costos de mantenimiento. Se describen los sistemas de líquido de sello para diversas condiciones de bombeo.

Alexander A. Samoiloff, The Badger Co.



El conjunto de sello mecánico consta de tres sellos: por lo general mencionados como primario y secundarios. El primario es un solo sello; el secundario son dos (Fig. 1).

Los dos componentes básicos de un sello mecánico son los anillos estacionario y rotatorio. El primero se fija en el prensaestopas y no se mueve; el segundo, en el árbol o camisa de éste y gira con él. Las superficies de contacto de estos dos anillos se llaman “superficies pa-

readas” y forman el sello primario. Uno de los anillos suele ser de carbono.

Las superficies pareadas, planas y muy pulimentadas, están comprimidas entre sí por la presión hidráulica del líquido de sello y la fuerza de resortes o de fuelles mecánicos.

El sello primario depende del líquido sellador

El sello primario es el más importante del conjunto. Para que trabaje en forma satisfactoria, sus caras pareadas siempre deben estar paralelas entre sí y debe haber una película de líquido sellador siempre limpio, entre ellas.

Para mantener paralelas las caras pareadas, se necesita flexibilidad entre el anillo rotatorio y el árbol, y entre el anillo estacionario y el prensaestopas para absorber los movimientos del árbol con relación al prensaestopas. Esta función la efectúan los sellos secundarios que, además, evitan fugas del prensaestopas (Fig. 1).

Los sellos secundarios se hacen con diversos materiales flexibles, como cauchos (hules) sintéticos, teflon y neopreno, que se seleccionan sobre la base de su resistencia al calor, a los líquidos corrosivos o a ambos, y su configuración es anular, en V y de cuña, y también pueden ser cóncavos. En ocasiones se utilizan fuelles hechos de metal delgado y muy flexible como sellos secundarios en el árbol.

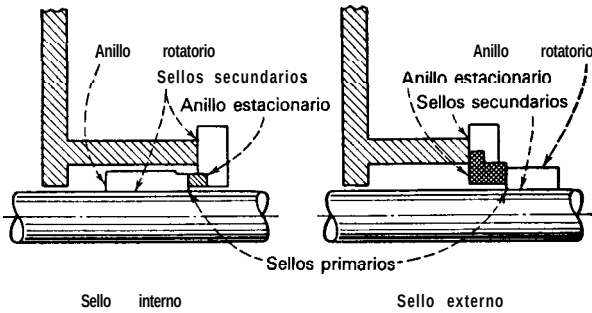


Fig. 1 Tres puntos de sellamiento de los sellos mecánicos

La temperatura máxima que pueden soportar los materiales de muchos sellos secundarios, a menudo es bastante menor que la de operación del proceso. Por ello, hay que seleccionar con cuidado el material para los sellos. Si es necesario, hay que reducir la temperatura para los sellos secundarios en el prensaestopas con camisas de enfriamiento, intercambiadores externos de calor o en alguna otra forma.

El líquido sellador debe tener propiedades adecuadas

El grado al cual se pueda mantener una película limpia entre las superficies pareadas de un sello mecánico, depende de las propiedades físicas del líquido sellador.

Si el líquido que se bombea tiene propiedades adecuadas, se puede utilizar como líquido sellador. Se puede introducir al prensaestopas directamente desde la carcasa de la bomba, por el espacio anular alrededor del árbol, o con un tubo externo desde un punto de alta presión en la carcasa (Fig. 2). Si el líquido que se bombea no se puede utilizar como sellador, hay que introdu-

cir un líquido de una fuente externa, a una presión apropiada, en el prensaestopas.

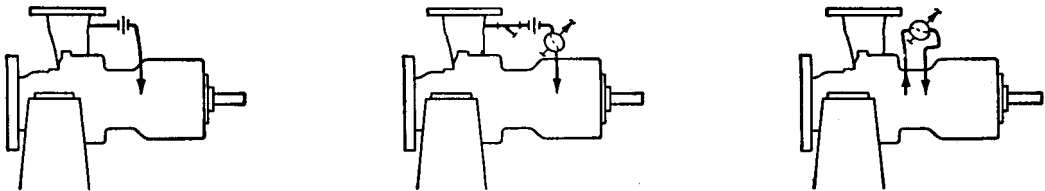
Al analizar las condiciones de funcionamiento de la bomba para la aplicación de sellos, se debe tener en cuenta la presión de vapor del líquido a su temperatura de trabajo. La carga neta positiva de succión (*NPSH*) requerida para el funcionamiento satisfactorio de una bomba centrífuga es semejante a la de un sello mecánico, pues no se puede permitir cavitación en ninguno. Para asegurar un funcionamiento sin cavitación, el método recomendado (con base fundamentalmente en la práctica y en investigación experimental, con un poco de teoría) es seleccionar una bomba cuya *NPSH* requerida sea menor o igual que la disponible para las condiciones específicas de funcionamiento.

El líquido que hay en el prensaestopas se vaporiza cuando no se elimina en forma adecuada el calor generado por la fricción entre las superficies pareadas y la presión dentro de ella no es bastante alta. Esto daña las superficies pareadas, porque la película de líquido entre las caras rotatorias, es reemplazado en forma parcial por el vapor.

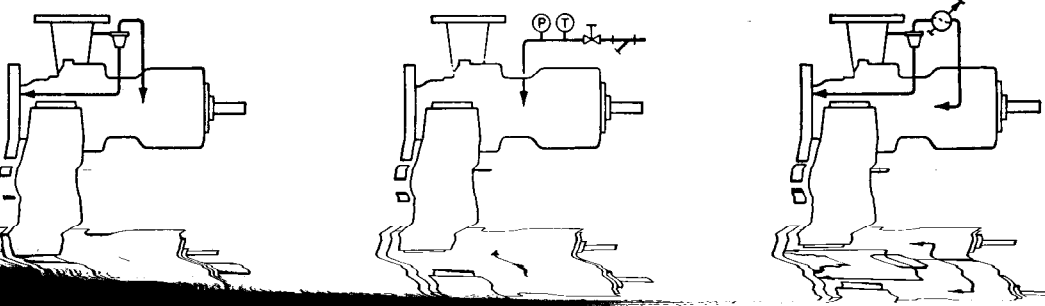
Por desgracia, para los sellos mecánicos no se han establecido reglas, como la *NPSH* requerida para las bombas. No obstante, en general, cuando la *NPSH* disponible de una bomba es cercana a la requerida, hay que comprobar la presión en el prensaestopas en las condiciones de funcionamiento. Si esta presión no es mucho mayor que la presión de succión, se necesitan medidas correctivas.

Cuando la bomba funciona con vacío en la succión, es esencial comprobar la presión en el prensaestopas, porque un sello no puede actuar si la presión es menor que la atmosférica. El método más común para mejorar las condiciones de funcionamiento del sello es hacer circular el líquido a alta presión desde la carcasa de la bomba al prensaestopas y de retorno. Para mantener

Servicio con líquidos limpios



Servicio con líquidos sucios



una presión más alta en el prensaestopas, se debe tener un buje de garganta, como restricción, en la salida.

Los tipos de sellos y sus modificaciones y accesorios se deben destinar a mantener la película de líquido entre las caras pareadas y conservarla limpia. Por supuesto, el agua es uno de los líquidos más difíciles de manejar con bombas centrífugas. A bajas temperaturas, la *NPSH* requerida es crítica, porque entonces el vapor de agua tiene un gran volumen específico lo que ocasiona *cavitación* severa. Por esta razón, se ha adoptado el agua como medio estándar para probar la *NPSH*. A temperaturas superiores a 160°F, el agua presenta grandes dificultades como selladora, debido a la cristalización de las sales y minerales, que ocasiona el desgaste rápido de las caras pareadas.

Si cambian las condiciones de funcionamiento de una bomba centrífuga, se necesita una evaluación de sus características y de las propiedades físicas del líquido que se bombea. También se recomienda consultar con el fabricante de los sellos.

En los sellos internos, que son los más comunes, el anillo estacionario está instalado con la superficie pareada hacia el impulsor, y el anillo rotatorio está montado en el árbol dentro del prensaestopas. Los resortes y otros componentes están sumergidos en el líquido (Fig. 1).

En los sellos externos el anillo estacionario se instala con la cara de la superficie pareada hacia el lado opuesto al impulsor y con el anillo rotatorio dentro del prensaestopas. Los resortes y otros componentes están expuestos a la atmósfera (Fig. 1).

Balanceo de los sellos interiores y exteriores

Los sellos internos y externos pueden ser balanceados o desbalanceados. Los desbalanceados se utilizan para presiones bajas y medianas en el prensaestopas, y los balanceados para altas presiones. En la norma API 610 se recomiendan sellos balanceados para presiones mayores de 75 psig en las bombas centrífugas. Empero, hay disponibles sellos desbalanceados, y son de empleo común para presiones mucho más altas que la citada.

Balanceo del sello interior. La película de líquido entre las superficies pareadas del sello interior está sometida a dos fuerzas opuestas: una de cierre y una de apertura. La fuerza de cierre, que comprime la película, tiene dos componentes: una fuerza de resorte y una hidráulica. La fuerza hidráulica es la presión de intensidad uniforme en el prensaestopas aplicada al anillo rotatorio. La fuerza de apertura, una hidráulica que separa las superficies pareadas, es variable, desde un máximo en la circunferencia exterior de las superficies, hasta la atmosférica en el interior.

Los experimentos y la experiencia han establecido que cuando se aumenta la presión en el prensaestopas, ésta llega a un valor con el cual no se puede mantener la película de líquido entre las superficies pareadas, y el sello deja de funcionar. La velocidad de rotación de las caras pareadas, los materiales de ellas y las propiedades físicas del líquido sellador (viscosidad y lubricidad) de-

terminan este límite de presión para los sellos desbalanceados.

Cuando se adapta un sello interno para alta presión, se reduce la magnitud de la componente hidráulica de la fuerza de cierre mediante la reducción del área expuesta a ella.

Balanceo del sello exterior. En un sello exterior, no balanceado, las fuerzas ejercidas por la presión en el prensaestopas sobre las caras pareadas son diferentes de las que se ejercen en un sello interior. La fuerza de cierre la produce un resorte; no hay presión hidráulica.

Estos sellos sólo se utilizan para bajas presiones; si se los adapta para servicio con presiones altas, con modificaciones mecánicas se crea la componente hidráulica de la fuerza de cierre. El límite de presión del sello exterior balanceado es mucho menor que el de un sello interior.

Sellos dobles y sellos de pestaña

El sello sencillo produce sellamiento entre el líquido que hay en el prensaestopas y la atmósfera. Puede ser interno o externo, balanceado o desbalanceado.

El sello doble consiste en dos sellos mecánicos. Se utiliza cuando es necesario o conveniente lubricar sus caras con un líquido desde una fuente externa. Este sistema se necesita cuando el líquido bombeado contiene sólidos abrasivos, cuando incluso no se puede permitir el mínimo escape a la atmósfera o cuando no se puede permitir un líquido externo en la corriente de proceso. Un sello funciona como barrera entre el líquido que está en la carcasa y el líquido sellador en el prensaestopas; el otro, como barrera entre el líquido en el prensaestopas y la atmósfera.

El líquido sellador de una fuente externa se introduce en el prensaestopas a una presión y temperatura adecuadas y se recircula o se envía al drenaje. En cualquier caso, hay que tener un orificio o válvula de restricción en la salida del prensaestopas para controlar la presión dentro del mismo por encima de la del líquido bombeado. Sin embargo, la temperatura del líquido sellador debe ser suficientemente baja y con flujo lo bastante alto como para disipar el calor generado por los dos sellos.

Se utiliza un sello de pestaña con uno mecánico sencillo cuando el líquido que se bombea no se puede hacer circular por el sello y esa circulación o lavado se hace desde el exterior.

Los sellos de pestaña, que suelen ser de un material flexible como el Teflon, actúan como válvulas de retención. Sólo dejan pasar el líquido desde el prensaestopas a la carcasa de la bomba. Como, en principio, no son controladores de flujo, se suele instalar un rotámetro en la corriente para lavado.

El volumen de lavado se debe ajustar entre dos límites: 1) la cantidad máxima de dilución, es decir el volumen máximo de inyección de líquido externo que se puede permitir en la corriente del proceso y 2) el flujo mínimo aceptable para lavado y enfriamiento. Como el caudal por lo general es pequeño, se debe dirigir hacia las superficies pareadas (Fig. 3).

Los caudales mínimos sólo para disipar el calor generado por las caras del sello se presentan en la figura 4

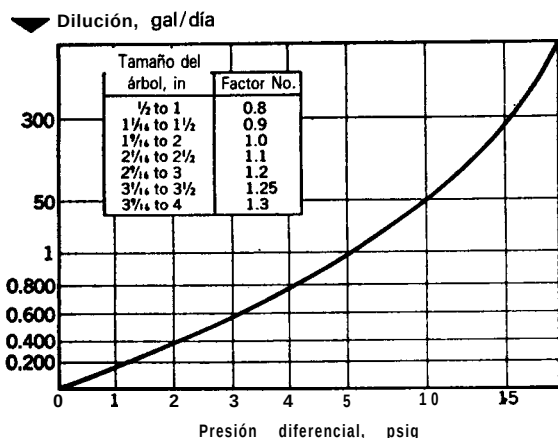


Fig. 3 Cantidades de dilución con árbol de 2 in. Con otros árboles multiplíquese gal/día por el Factor No. (Durametallic Corp.)

(Cortesía de Crane Co.). Las gráficas 1 y II están basadas en el empleo de agua como líquido de enfriamiento, un árbol de 2 in que gira a 1 750 rpm, temperatura de entrada del líquido de enfriamiento de 100°F y aumento de temperatura de 20°F en ese líquido. Para encontrar los caudales para enfriamiento con árboles que no sean de 2 in de diámetro, multiplíquese el de las gráficas 1 o II por el factor de la gráfica III. Para velocidades del árbol que no sean 1 750, multiplíquese el caudal por la razón: nueva velocidad, rpm/1 750 rpm, y para líquidos enfriadores que no sean agua, multiplíquese el caudal por la razón 1/(nuevo calor específico)(nueva gravedad específica).

Anillo de circulación para enfriamiento de sellos

Se utiliza un anillo de circulación en aplicaciones con altas temperaturas cuando el líquido bombeado está limpio y puede servir como sellador. El anillo al colocarse en el árbol de la bomba, a su vez forma una bomba dentro del prensaestopas. Circula el líquido que hay en aquél por un intercambiador de calor y de retorno al prensaestopas. Un buje de garganta de restricción en el prensaestopas impide la mezcla de líquido enfriado en el mismo, con el de líquido caliente de la carcasa. (Véase la bomba en el lado superior derecho de la figura 2 para servicio con líquido limpio.)

Un fabricante de anillos de circulación recomienda una velocidad mínima de 800 ft/min en la periferia para intercambiadores de calor especiales, en los que se circula agua a presión.

Hay que seleccionar con cuidado la capacidad del intercambiador. Si las condiciones de funcionamiento lo requieren, se puede completar el enfriamiento del anillo de circulación, con el paso de agua por la camisa del prensaestopas. El fabricante de la bomba debe especificar el volumen de agua. En la figura 5 se ilustra un nue- entregar 0.5 gpm. Para esta aplicación hay disponibles vo tipo de intercambiador de calor que funciona a la presión atmosférica en el lado del agua.

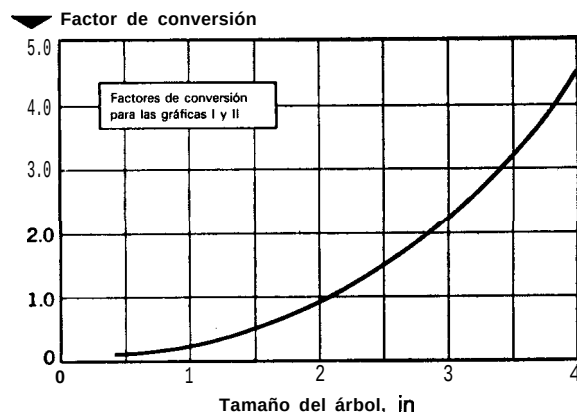
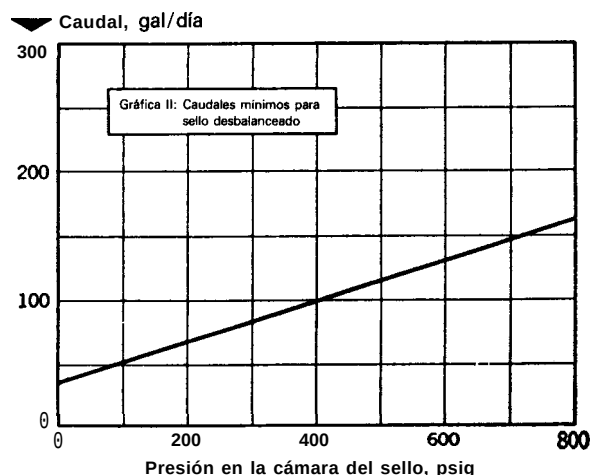
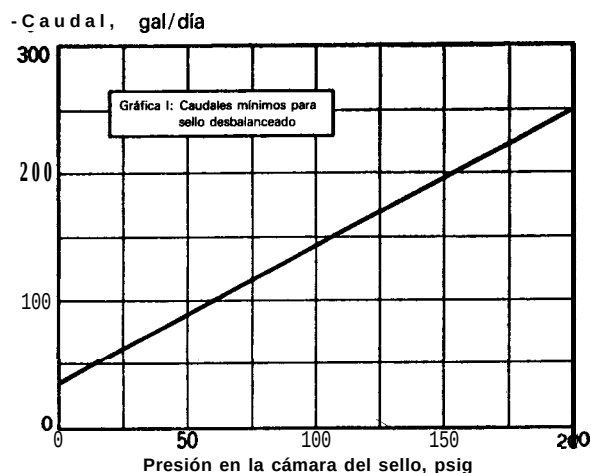


Fig. 4 Caudales estimados para enfriar los sellos. Las gráficas I y II son para agua que entre a 100°F y salga a 120°F (aumento de 20°F) y un árbol de 2 in que gire a 1 750 rpm (Crane Co.)

Camisas de agua y separadores de ciclón

La circulación de agua de enfriamiento por las camisas de una bomba es un método eficaz y económico para reducir la temperatura en el prensaestopas. Se utiliza cuando el líquido que se bombea es limpio y sirve como

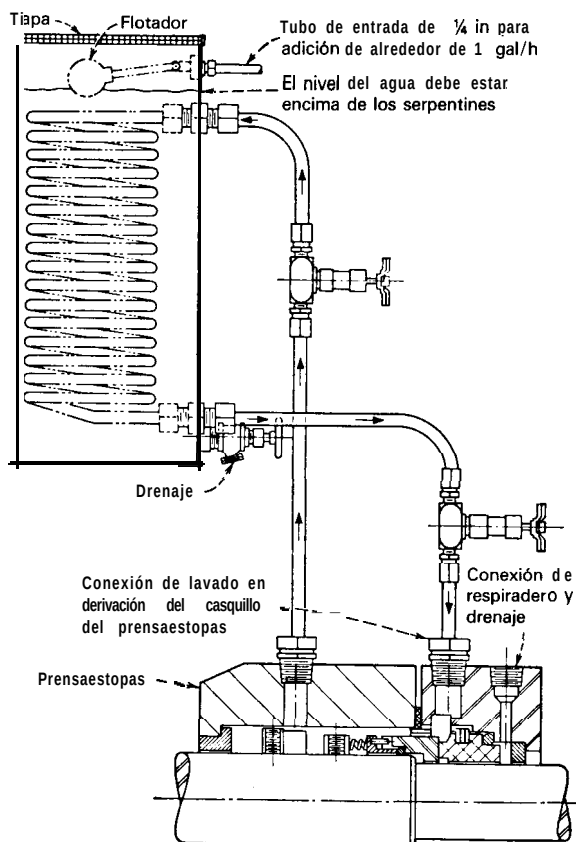


Fig. 5 Movimiento del agua con el anillo de circulación (Durametallic)

sellador, y no se necesita lavado. Es indispensable, (como en las aplicaciones con anillo de circulación) que el prensaestopas tenga extremo cerrado para mantener el enfriamiento, por medio de un buje de garganta de ajuste preciso en el fondo del prensaestopas.

El empleo de separadores de ciclón para eliminar las partículas abrasivas de las corrientes de lavado del sello es más o menos reciente. El líquido de la descarga de la bomba entra al ciclón en sentido tangencial. El líquido limpio del centro del cono se envía por un tubo al prensaestopas para el lavado; el líquido que contiene las partículas se retorna a la succión de la bomba. Los flujos de las dos corrientes de salida son más o menos iguales. La eficiencia de la separación con partículas de sólo 2.5 micras es del 87 %, y es mayor con partículas más grandes. Las capacidades, con base en la corriente de líquido limpio, son de 1 a 3 1/2 gpm, con caídas de presión entre 20 y 110 psi.

Funciones de los bujes de garganta y estrangulación

Un buje de garganta en el fondo del prensaestopas restringe el paso de líquido entre éste y la carcasa de la bomba. Impide que el líquido que hay en el prensaestopas se mezcle con el de la carcasa de la bomba, cuando el prensaestopas se enfría o se calienta con la circulación de líquidos fríos o calientes en la camisa de agua. Tam-

bién mantiene la presión requerida en el prensaestopas cuando se descarga el líquido bombeado desde la carcasa y se circula por aquél para lavar y enfriar el sello mecánico.

Un buje de estrangulación en el extremo externo del casquillo del prensaestopas restringe el escape de líquido cuando el sello tiene fugas excesivas o se ha inutilizado. Esta aplicación está limitada a los sellos internos.

Problemas con el vacío y la cristalización

Cuando la presión en el prensaestopas es inferior a la atmosférica, no puede forzar el líquido sellador para que forme una película entre las caras pareadas del sello. Una forma de evitarlo es mediante una corriente para lavado desde la descarga de la bomba. Otra es suministrar un líquido lubricante a una presión adecuada, desde una fuente externa a las superficies pareadas por una serie de agujeros taladrados en el anillo estacionario que tienen conexión hidráulica con una ranura anular en el casquillo. Se utiliza grasa o aceite a presión.

Cuando se manejan líquidos cuya temperatura de cristalización es mayor que la ambiente, hay que proveer algún sistema para evitar la formación de cristales en las zonas sensibles del sello, superficies pareadas y resortes. Puede ser alguno de los siguientes: 1) un sello mecánico doble, con líquido externo para lavado impediría el contacto del líquido bombeado con todas las partes del sello, excepto en una zona limitada en las superficies pareadas del sello interno; 2) con un sello sencillo se podría suministrar vapor en las camisas para agua cuando está parada la bomba; 3) se podría lavar un solo sello con líquido externo si se puede permitir la dilución; en este caso, se debe colocar un buje de garganta en el fondo del prensaestopas.

Aspectos térmicos de los sellos mecánicos

La vaporización (también llamada ebullición o evaporación instantánea) ocurre en las caras del sello cuando no se elimina en forma adecuada el calor generado. Puede producir fugas que no se pueden detener o reventar las caras del sello, con fugas intermitentes. El reventamiento lo produce la vaporización localizada, que parte ligeramente las caras del sello; después de que las fugas o escurrimiento enfrían las caras, se vuelven a cerrar. Este ciclo tiende a desgastar la cara de carbono, porque se pica y despostilla en los bordes.

El calor de los sellos mecánicos se disipa con una combinación de conducción y convección. El calor generado en las caras se disipa por conducción en el cuerpo del sello y, luego, por convección hacia el medio que lo rodea.

Debido a que la convección natural no elimina el calor en forma adecuada de los sellos estacionarios, se introduce convección forzada al hacer circular un fluido alrededor del anillo estacionario. La rapidez de la disipación de calor por convección en los sellos rotatorios depende en forma importante de la velocidad de rotación y no del flujo del líquido alrededor del anillo. El coeficiente de transferencia de calor del anillo rotatorio es mayor que el del anillo estacionario, incluso con

convección forzada. La disipación de calor por conducción depende de la conductividad del material de los anillos de sello.

En los sellos mecánicos los anillos se hacen de diferentes materiales, y el anillo rotatorio tiene mayor coeficiente de transferencia de calor por convección que el anillo estacionario. Para obtener un coeficiente global más alto de transferencia de calor en todo el sello, el material de mayor conductividad se debe utilizar en el sello rotatorio para satisfacer las necesidades de disipación de calor.

El autor



Alexander A. Samoiloff es consultor para bombas y compresores de The Badger Co., 383 Third St., Cambridge, MA 02142. Antes trabajó como ingeniero mecánico con E. B. Badger and Sons Co. Tiene título de la Harvard Engineering School y es miembro de ASME y la Soc. of Harvard Engineers and Scientist. Ha dado cursos de ruso técnico en el MIT. Es ingeniero profesional registrado en Massachusetts y autor de varios artículos de ingeniería mecánica.

DetECCIÓN de fallas en sellos mecánicos

Un método sistemático, basado en el análisis de fallas, para investigar y corregir el funcionamiento de los sellos mecánicos, servirá para obtener mayor duración útil y costos más bajos.

William V. Adams, Durametallic Corp.

Se dice que un componente ha fallado cuando ya no funciona como debe hacerlo. La falla puede ocurrir después de un tiempo razonable de servicio. Como el tiempo de paro de un equipo es costoso y aumentan los costos de mantenimiento, lo que se pueda aprender mediante el análisis de fallas, se compensará con creces al aplicar las medidas correctivas adecuadas.

En el comentario del análisis de fallas de los sellos mecánicos se incluirán:

- Componentes básicos de un sello mecánico
- Causas comunes de las fallas
- Observaciones y habilidad que harán que el análisis de fallas de sellos sea más preciso.

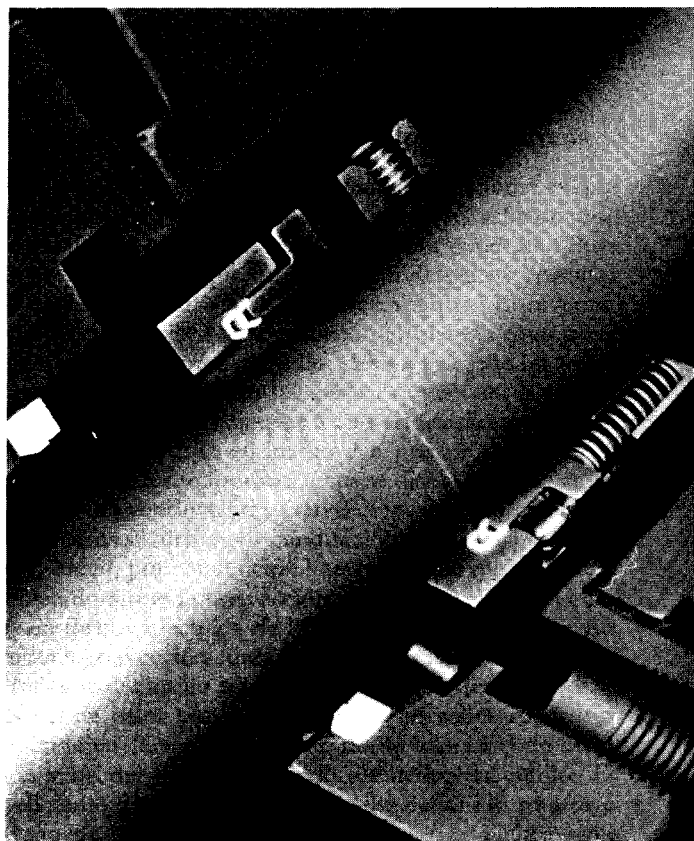
Componentes básicos de todos los sellos

La función de un sello mecánico es evitar el escape de líquido por el espacio libre entre un eje en rotación y el conducto o abertura en la pared de una carcasa o un recipiente de presión. Como se ve en la figura 1, todos los sellos tienen tres componentes básicos: 1) un grupo de elementos primarios; 2) un grupo de sellos secundarios, y 3) los componentes para instalar, sujetar y mantener el contacto entre las caras.

El sello primario está formado por dos caras pulimentadas que dificultan las fugas por el contacto de fricción entre ellas. En todos los sellos, una cara está sujeta en una carcasa o cubierta y la otra está montada en un eje y gira con el mismo.

Se dice que se dificultan las fugas, pero todos los sellos mecánicos tienen cierta cantidad de fugas, aunque la mayor parte de ellas no se pueda ver. Suelen ser pequeñas y se debe permitir que los líquidos que no son pe-

grosos ni tóxicos se evaporen en la atmósfera en un tiempo corto. Para los líquidos peligrosos y tóxicos, hay que tener algún medio de control.



Las trayectorias de fuga entre la cara fija y la giratoria se suelen cerrar con los sellos secundarios hechos con fluoroelastómeros. En los sellos del tipo de empuje, el secundario debe avanzar sobre el eje para compensar el desgaste y la vibración en sus caras. En los sellos sin empujador, como los **de fuelle** metálico, éste absorbe las vibraciones y el desgaste y los sellos secundarios son estáticos.

Los componentes y accesorios metálicos para el sello se utilizan para:

1. Adaptar los sellos en un equipo. Pueden ser una camisa o una cubierta para tener instalación más fácil y precisa.

2. Aplicar **precarga** mecánica en las caras del sello hasta que empiece la presión hidráulica. Se logra con un solo resorte grande o con un grupo de resortes pequeños.

3. Transmitir el par o torsión a las caras fija y rotatoria del sello. Se obtiene con pasadores, rebajos, muescas o tornillos integrales con el sello.

Por complicada que pueda parecer la construcción de un sello, el primer paso en el análisis de fallas es determinar cual de los componentes básicos tiene daños que puedan indicar la causa de la fuga.

Causas de las fallas

Cuando las fugas son excesivas es que hay falla del sello y las causas comunes son:

- Manejo incorrecto de los componentes. Permitir que se desportillen, raspen o dañen antes o durante la instalación.

- Ensamblaje incorrecto del sello. Colocación incorrecta o no instalar un componente en la cavidad para el sello.

- Materiales o tipo de sello inadecuados. Selección incorrecta del material o tipo de sello para las presiones, temperaturas, velocidades y propiedades de los líquidos en determinada aplicación.

- Procedimientos incorrectos para arranque y funcionamiento. Puede ser algo tan sencillo como no aplicar presión en un sello doble antes de poner en marcha la bomba o dejar que el sello funcione en seco por accidente.

- Contaminantes en el líquido. Pueden ser partículas de sólidos en el líquido para la cavidad del sello.

- Equipo en malas condiciones. El problema puede ser por desviación, flexión o vibración excesivas del eje.

- Sello gastado. Ha terminado la duración útil del sello.

Aprender mediante el análisis de fallas

El objetivo del análisis de fallas consiste en obtener conocimientos adicionales con ellas. Hay que observar con cuidado las piezas gastadas y dañadas del sello, las condiciones del equipo y las de funcionamiento para establecer una lista de medidas que aumenten la duración de los sellos.

El análisis de las piezas gastadas consiste en identificar si los daños son por acción química, mecánica o tér-

mica, y tomar las medidas para que no se repitan. Se puede mejorar la habilidad para el análisis de fallas si se observan las formas básicas de daños por acción química, mecánica o térmica y para determinar:

1. El aspecto que tienen los daños.
2. Cómo influyen los daños en el funcionamiento del sello.
3. Qué tipos de daños indican el historial de funcionamiento del sello.
4. Qué medidas correctivas se pueden tomar para evitar la repetición de los daños en las mismas condiciones de funcionamiento.

Se comenzará el análisis con un comentario de los síntomas, examen de las causas y de las medidas correctivas en las fallas de sellos por acción química.

Ataque químico general

Síntomas. Con este tipo de falla, las piezas se verán con aspecto mate, con panales, escamas o que empiezan a desmoronarse (Fig. 2). Cuando las piezas dañadas se pesan y se toman lecturas de dureza y se comparan con las piezas originales, se notará una considerable reducción.

Causas. Este tipo de falla se debe a corrosión por ejemplo de materiales inadecuados para el líquido que se maneja. Si se han utilizado sellos dobles, hay que probar el funcionamiento del sistema de presión o la pureza del líquido para sellos.

Correcciones:

1. Obténgase un análisis químico completo del producto que toca el sello y empléese el material de construcción idóneo.

2. Neutralícese la corrosividad mediante sellos dobles o, cuando se utiliza un sello sencillo que tiene un buje o pestaña selladora en el fondo de su cavidad, lávese el sello con líquido limpio y compatible de una fuente externa.

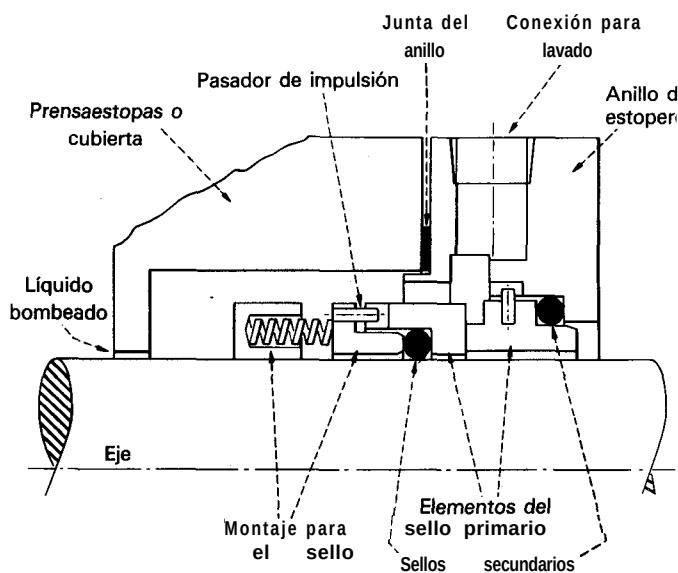


Fig. 1 Componentes básicos de un sello mecánico

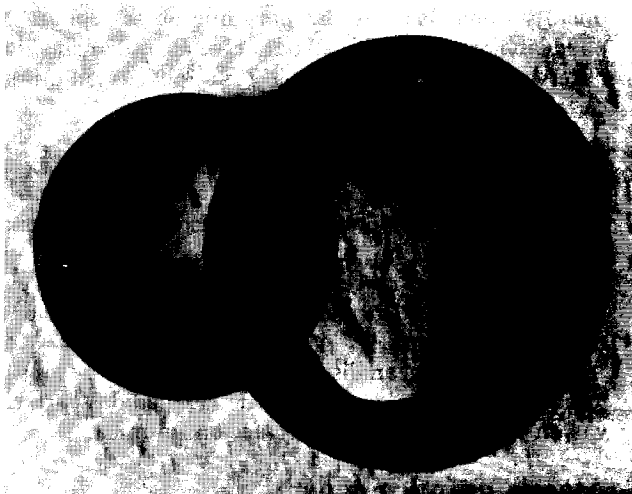


Fig. 2 El ataque químico produce corrosión generalizada de los componentes del sello

Corrosión por fricción

Síntomas. Es quizá uno de los tipos más comunes de corrosión en los sellos mecánicos. Permite fugas por los sellos secundarios y corroe y daña el eje o camisa que están directamente debajo del sello secundario. Esta zona puede tener picaduras o estar abrillantada con respecto al resto del eje o camisa (Fig. 3).

Causas: El movimiento entre dos superficies que normalmente están fijas entre sí ocasiona corrosión por fricción. En los sellos mecánicos, la fricción se debe a un movimiento constante hacia un lado y otro del sello secundario en la camisa o manguito del eje, que elimina su revestimiento protector. La vibración constante de la

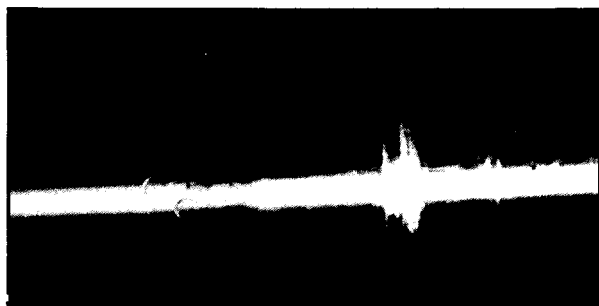
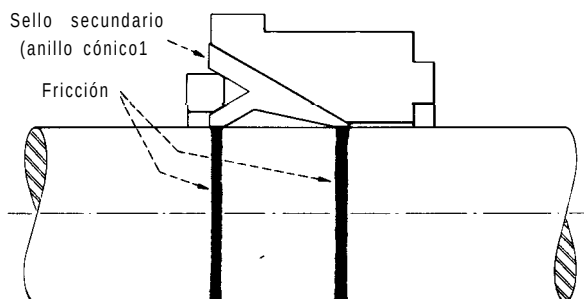


Fig. 3 La corrosión por fricción se produce por vibraciones debajo del sello secundario estático



empaquetadura del eje en esta superficie desgasta el revestimiento de superficie y permite que ocurra más corrosión.

Correcciones. Hay que estudiar las siguientes opciones para reducir o eliminar los daños de corrosión por fricción.

1. Compruébese que no haya vibración excesiva en los sellos secundarios. Para ello se determina que la desviación flexible y juego longitudinal del eje o árbol no exceda de un máximo de 0.003 in (0.076 mm) medida con micrómetro.

2. Aplíquense revestimientos protectores de aleaciones de cara dura, óxido de cromo o óxido de aluminio debajo de la zona en que se deslizan los sellos secundarios.

3. Sustitúyase el material base del eje o camisa por otro que no requiera revestimientos pasivos o protectores para resistencia a la corrosión, como el titanio.

4. Sustitúyanse los sellos en V, anillos de cuña y cónicos hechos de Teflón por sellos anulares secundarios de elastómero; éstos son menos susceptibles a la corrosión por fricción porque son más blandos y se pueden flexionar ligeramente para absorber pequeños movimientos axiales del eje.

5. Utilícese un sello sin empuje, como uno de caucho, Teflón o fuelle metálico en el cual los sellos secundarios sean totalmente estáticos.

Ataque químico a los sellos anulares

Síntomas. Se puede sospechar que hay ataque por productos químicos si los sellos anulares ("O" rings) están hinchados o tienen un asentamiento permanente que evite el movimiento axial de la cara del sello deslizante. Este ataque puede endurecer la superficie o producir burbujas o ampollas y darle un aspecto de que están carcomidos o que se desintegran (Fig. 4a).

Causas. Material incorrecto o pérdida o contaminación del líquido para sello.

Correcciones. Hágase un análisis químico del líquido que se bombea y véase si es compatible con el material

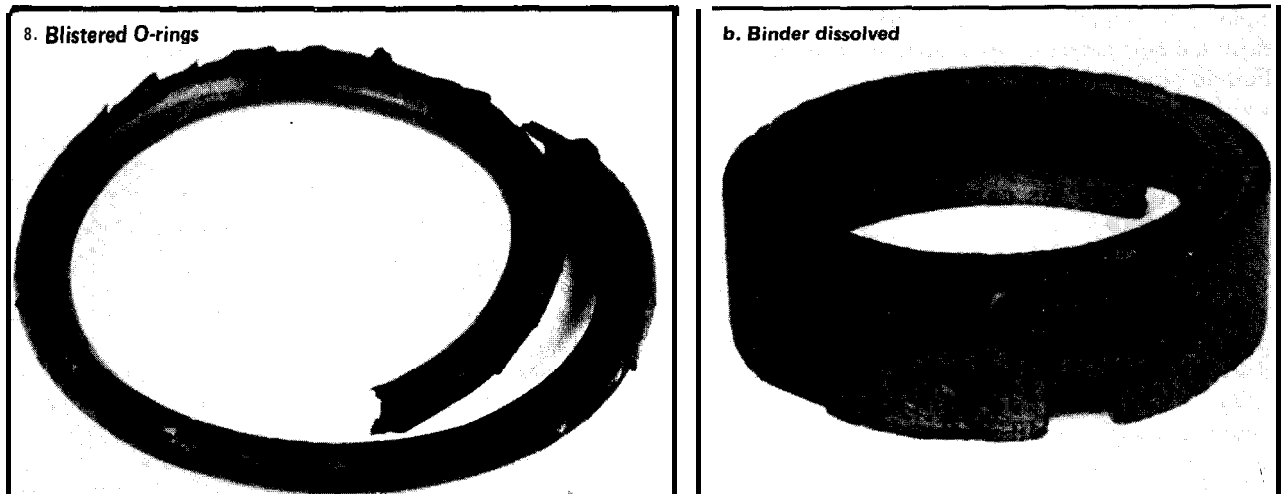


Fig. 4 Ataque químico de los sellos anulares y anillos selladores

del sello, como primeros pasos del análisis. A menudo, los materiales de huella que no se tienen en cuenta al seleccionar los sellos, pueden ser la causa. Si no se puede encontrar el material adecuado, se debe proteger el sello con lavado desde una fuente externa.

Lixiviación

Síntomas. La lixiviación produce un pequeño aumento en las fugas y un gran incremento en el desgaste de la cara de carbón. Las caras de cerámica y de carburo de tungsteno que están lixiviadas tendrán un aspecto mate (Fig. 4b) aunque no tengan ningún recubrimiento. Las lecturas de dureza de esas caras mostrarán una reducción de 5 puntos o más en la escala Rockwell A en relación con los valores originales.

Causas. La lixiviación ocurre por el ataque químico del aglutinante del material base en los materiales de metales en polvo o cerámicos. Este ataque puede ser de

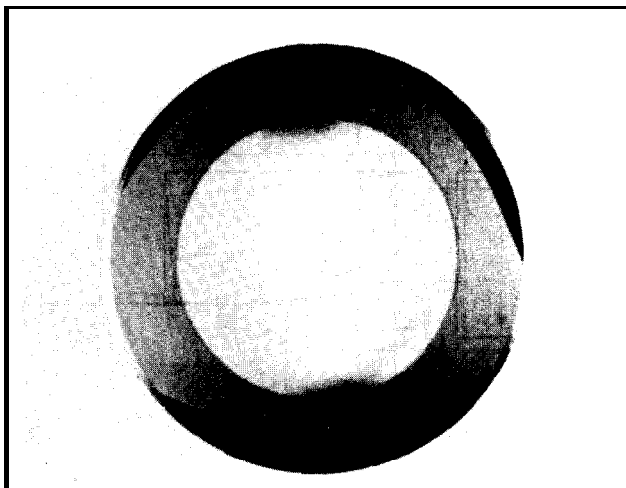
una profundidad de unas diezmilésimas hasta dos o más milésimas de pulgada e inutilizará las piezas del sello.

Por ejemplo, las soluciones cáusticas y de ácido fluorhídrico lixiviarán (arrastrarán) 5% o más de los aglutinantes de sílice libre en los anillos de cerámica, lo cual ocasionará un desgaste excesivo en la cara de carbón. Si se deja que continúe este desgaste, las partículas de óxido de aluminio se desprenderán de la cara de cerámica, producirán mayor abrasión y se reducirá mucho la duración del sello.

Correcciones. Se pueden aplicar dos procedimientos.

1. Utilícese un sello con mejor material base que contenga óxido de aluminio de 99.5 % de pureza para aplicaciones con soluciones cáusticas o de ácido fluorhídrico. Para materiales de carburo de tungsteno ligados con cobalto que se lixivian con agua u productos químicos suaves, cámbiese el aglutinante de cobalto por uno de níquel para eliminar el ataque químico.

2. Utilícese un sistema de sellos para proveer un líquido amortiguador o intermedio en las caras del sello, por



Puntos altos

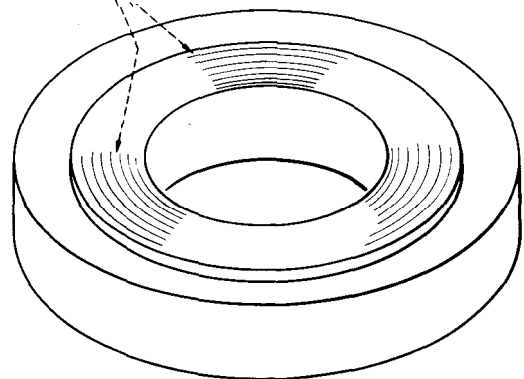


Fig. 5 La deformación de las caras del sello produce desgaste disparejo y permite fugas

ejemplo, sello sencillo con una corriente para lavado desde una fuente externa o un sello doble con un sistema de líquido amortiguador.

Ahora se comentarán las fallas de sellos que surgen por problemas mecánicos.

Deformación de las caras

Síntomas. Fugas excesivas por el sello. El examen de las caras muestra un desgaste disparejo, que a veces es difícil de detectar. Si se pulen con suavidad las caras del sello en una placa asentadora, aparecerán puntos altos en dos o más lugares que indican un desgaste disparejo (Fig. 5).

Causas. Los siguientes factores ocasionan la deformación de las caras de los sellos.

1. Ensamble incorrecto de las piezas del sello que ocasiona cargas disparejas en uno o más puntos alrededor de las caras. Esto ocurre con frecuencia en caras de montaje rígido o del tipo con abrazaderas porque un par de apretamiento disparejo en las tuercas de la empaquetadura transmitirá flexiones desiguales directamente a las caras del sello.

2. Enfriamiento incorrecto, que ocasiona esfuerzos y deformaciones térmicos en las caras.

3. Acabado incorrecto del sello en la fábrica que deja una superficie comba o con puntos altos en varios lugares en torno a las caras.

4. Soporte incorrecto del collar del prensaestopas debido a cuerpos extraños o depósitos en el casquillo o a daños físicos que alteran el metal del anillo y transmiten carga dispareja a la cara estacionaria del sello.

5. Mal acabado de la superficie en la cara del prensaestopas por corrosión o daños mecánicos.

Correcciones:

1. Asíéntense las caras del sello para eliminar la causa de la deformación.

2. Considérese el empleo de montaje flexible para las caras estacionarias para compensar la deformación del casquillo o collar.

3. Apriétense las tuercas del collar con los dedos, para ajustarlo y después apriétense al par especificado.

Flexión de las caras

Síntomas. Desgaste disparejo de las caras, igual que cuando hay deformación. El desgaste es continuo en los 360° de las caras y es cóncavo o convexo. La cara convexa permitirá fugas muy grandes; las cara cóncava producirá torsión y calor excesivos en las caras (Fig. 6). Los sellos en cualquiera de estas condiciones no serán estables con presiones cíclicas.

Causas. La flexión de las caras puede ser por:

1. Soporte inadecuado de la cara del sello estacionario.

2. Hinchazón de los sellos secundarios.

3. Flexión excesiva de los sellos cuando funcionan más allá de sus límites de presión.

4. Equilibrio inadecuado de las cargas hidráulicas y mecánicas en las caras del sello primario.

Correcciones:

1. Compruébense los límites de funcionamiento de ese tipo de sello.

2. Considérese un montaje flexible para el sello estacionario.

3. Utilícense, para las caras, materiales como bronce, carburo de silicio o carburo de tungsteno en lugar del carbón, que tengan un módulo de elasticidad más alto y serán de mayor resistencia a las cargas de flexión hidráulica y mecánica.

Extrusión (compresión)

Síntomas. Los sellos anulares u otros secundarios tienen deformaciones por haberlos extruido (comprimido) en los espacios tan reducidos que hay en torno a las caras del sello primario. A menudo, los sellos anulares o los secundarios parecerán estar cortados o, en algunos casos, “despellejados” (Fig. 7).

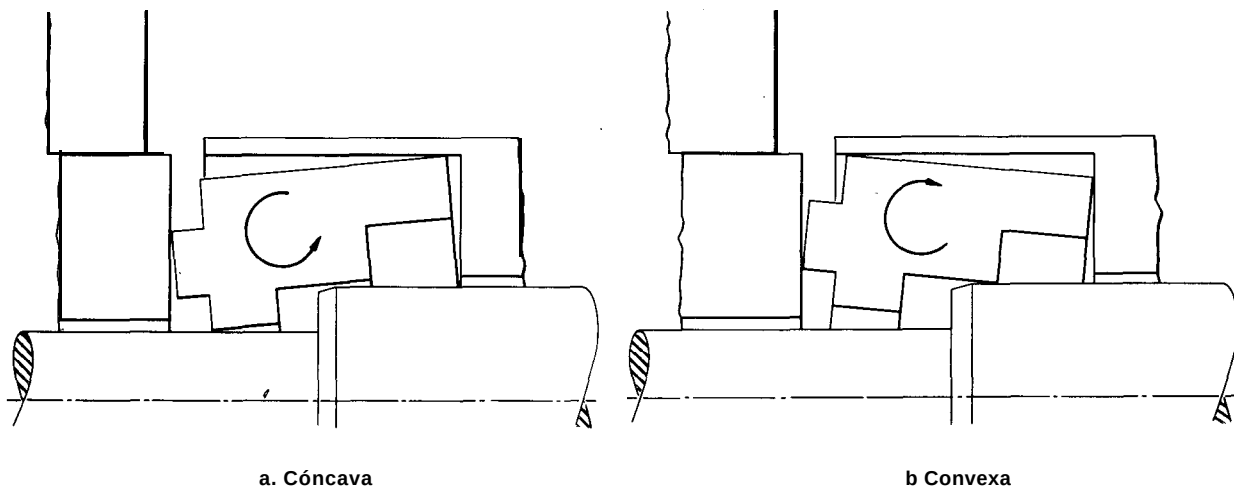


Fig. 6 La flexión de las caras de los sellos es continua en los 360°

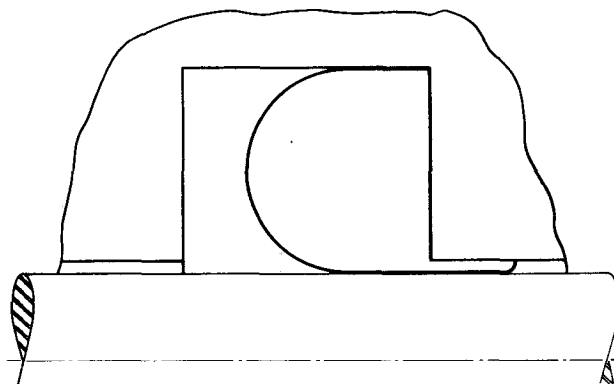


Fig. 7 Los sellos anulares extruidos se ven cortados o “despellejados” al oprimirlos en un espacio muy pequeño

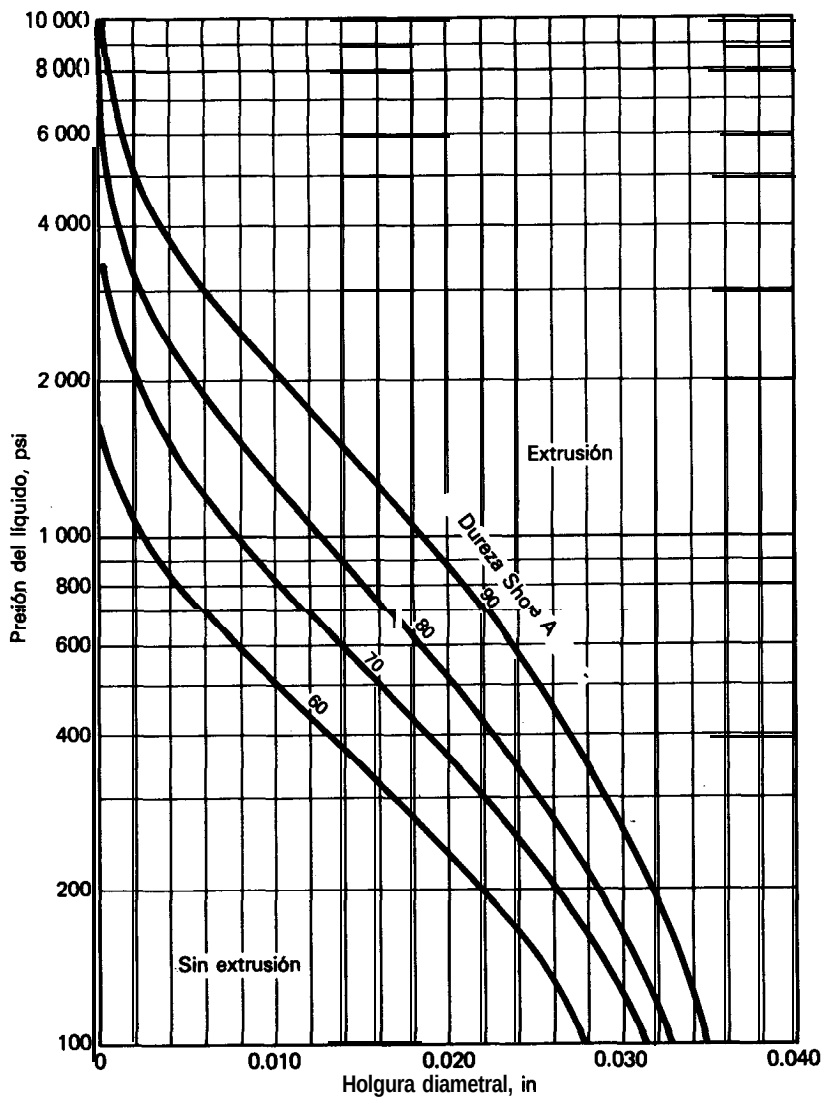


Fig. 8 Holgura máxima permisible para sellos anulares secundarios

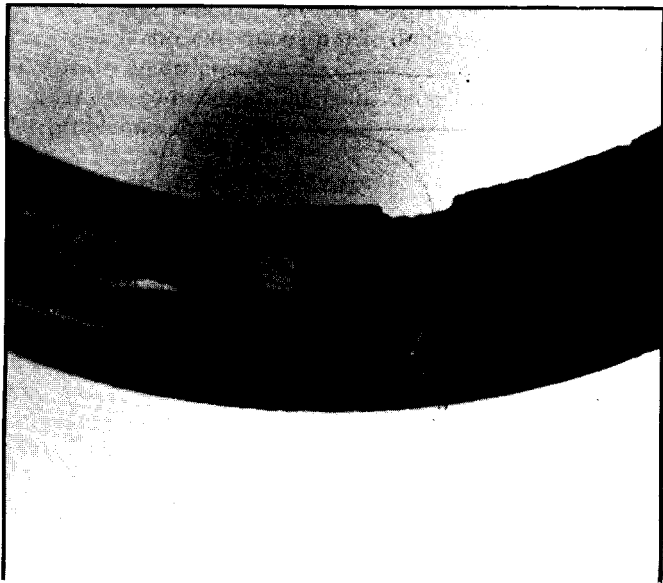


Fig. 9 La erosión ocasionada por lavado excesivo o abrasivos disuelve la cara estacionaria del sello

Causas. Temperaturas, presiones o ataques químicos excesivos, que ablandan el sello anular o esfuerzos excesivos en el mismo para una holgura dada.

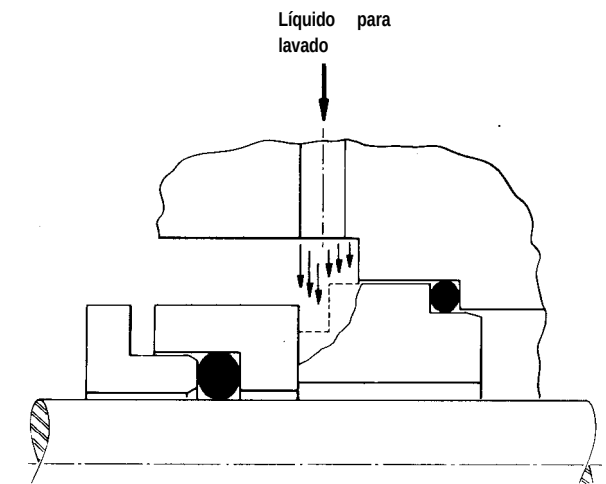
Correcciones..

1. Compruébense las holguras para los sellos anulares en la aplicación (Fig. 8).
2. Determínese la compatibilidad química y límites de temperatura de los sellos secundarios.
3. Instálense anillos antiextrusión, si es necesario.

Erosión

Síntomas. Caras de los sellos carcomidas o “lavadas” en un solo lugar (Fig. 9). La erosión, por lo general, ocurrirá en la cara del sello estacionario hasta que resulte en ella deformación excesiva o rotura. La erosión casi siempre ocurre en los materiales de carbón y grafito pero también en otros materiales en condiciones más severas.

Causas. Cantidad excesiva de líquido de sello o volumen normal de líquido que contiene partículas



abrasivas. Ambas ocasionarán un efecto de “chorro de arena” en una zona local en la cara del sello estacionario

Correcciones..

1. Redúzcase el volumen de líquido para lavado del sello.
2. Elimínense los abrasivos en el líquido para lavado con filtros o separadores de ciclón.
3. Utilícense materiales más resistentes a la erosión en las caras como bronce o carburos de tungsteno o de silicio en lugar del carbón.
4. Cámbiense de lugar la aplicación de líquido o póngase una cubierta en torno a la cara del sello estacionario para que no le llegue directamente el líquido.

Desgaste excesivo de pasadores de impulsión

Síntomas. Desgaste excesivo de los pasadores, rebajos o ranuras de impulsión en un tiempo corto (Fig.10).

Causas. El desgaste rápido puede ocurrir en los mecanismos de impulsión por cargas pesadas y movimiento grande entre el mecanismo de impulsión y otras superficies de desgaste. También puede ocurrir mucho desgaste con poco movimiento relativo si el mecanismo de impulsión no está bien lubricado. Por ejemplo, los mecanismos de impulsión que funcionan en atmósferas de nitrógeno o en las del aire seco que contienen partículas abrasivas se gastarán con más rapidez que los utilizados con una atmósfera limpia o que tienen lubricación con aceite o agua. El mecanismo que trabaja con líquidos contaminados con abrasivos ocurre la misma situación. La causa principal de un desgaste fuerte del mecanismo de impulsión es la desviación excesiva de la cara en la unión entre el eje y el estopero.

Correcciones.

1. Compruébense las condiciones del equipo y límitese el juego longitudinal, flexión y descuadramiento del

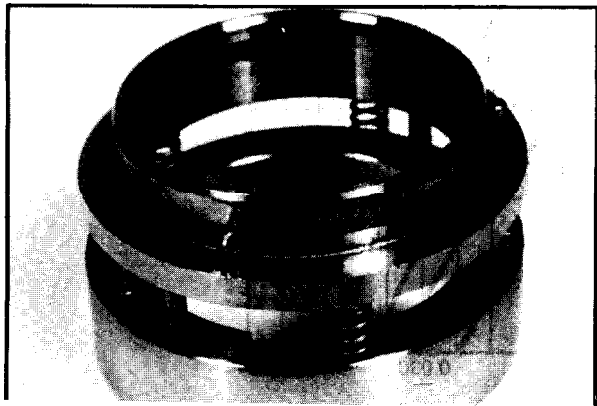


Fig. 10 Desgaste excesivo en pasadores, rebajos y ranuras de impulsión

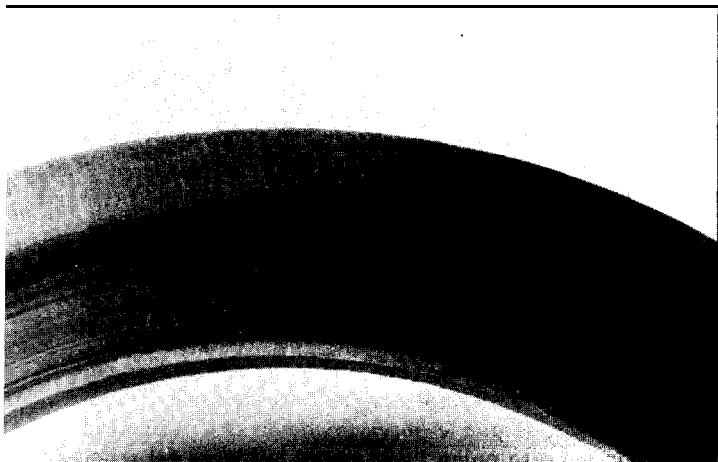


Fig. 11 Grietas radiales en anillos metálicos o cerámicos producidas por el calor

eje con respecto al estopero a un máximo de 0.003 in (0.076 mm) medidas con micrómetro.

2. Utilícense sellos con pasadores o rebajos de impulsión endurecidos.

3. Considérense sellos que permitan mejor lubricación del mecanismo de impulsión, por ejemplo, utilizar sellos sencillos en vez de dobles.

4. Determinénse las limitaciones de presión del tipo de sello.

Ahora se describirán las fallas térmicas.

Grietas por calor

Síntomas. La presencia de grietas radiales que pueden ser pequeñas o grandes y que parecen salir del centro del anillo metálico o de cerámica (Fig. 11). Estas grietas actúan como una serie de hilos en contra del carbón, grafito u otros materiales del sello, con lo cual se desgastan con rapidez.

Causas. Las causas comunes de las grietas por calor son: 1) falta de lubricación, 2) vaporización en las caras

del sello, 3) falta de enfriamiento y 4) presiones y velocidades excesivas. Uno o más de estos factores pueden producir alta fricción y calor en las caras del sello. Los esfuerzos térmicos excesivos producirán grietas delgadas.

Correcciones:

1. Compruébese que las condiciones de funcionamiento de la aplicación están dentro de los límites especificados para el sello.

2. Confírmese que el flujo para enfriamiento es adecuado en las caras del sello para disipar el calor. Los lineamientos empíricos son que: *a)* la temperatura del líquido que circula por la cavidad del sello no debe tener un aumento mayor de 40°C (22°C), y *b)* la presión en la cavidad para el sello se debe mantener 25 psi (1.72 bar) por arriba de la presión de vapor del líquido que hay en la cavidad del sello para evitar la vaporización.

3. Compruébese que no se ha sobrecargado el sello. El problema puede ser porque un cojinete o collar de empuje en el equipo se haya dañado o inutilizado y produzca cargas excesivas en las caras del sello.

4. Utilícense materiales más resistentes para la carga. Por ejemplo, si se utilizan revestimientos de cara dura, sustituirlos por carburos de tungsteno o de silicio que tengan límites de presión y velocidad (P-V) más altos y más resistencia a las grietas por calor.

5. Redúzcase el vapor P-V del sello. Es un factor de la presión (psi) en las caras del sello, multiplicada por la velocidad (ft/min) del diámetro exterior de la cara del sello. Se puede consultar al fabricante y obtener sellos de otras dimensiones que reduzcan la carga hidráulica en sus caras a fin de tener una P-V más baja con los mismos materiales de la cara.

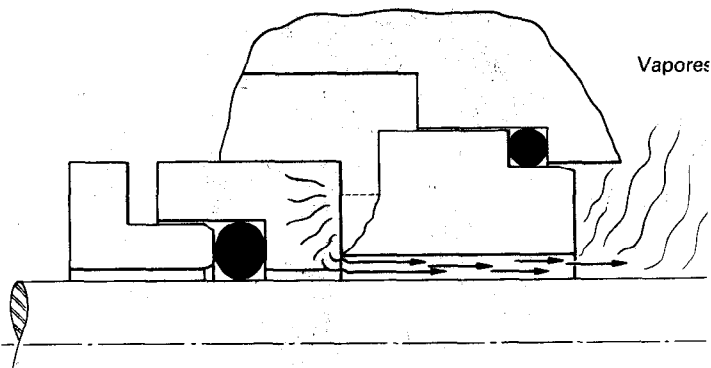
6. Compruébese el enfriamiento y lubricación en las caras del sello y mejórense si es necesario.

Vaporización

Síntomas. Las pequeñas explosiones, "bocanadas" y expulsión de vapores en las caras del sello se conocen como vaporización que produce fugas excesivas y daños.



Fig. 12 La vaporización reduce la duración y el rendimiento del sello



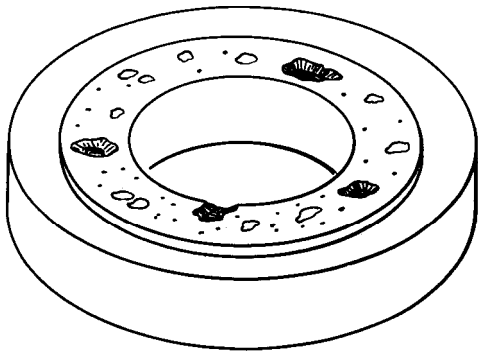


Fig. 13 Las ampollas producen huecos en la cara del sello de carbón

Aunque la vaporización no produzca daños muy graves, disminuye la duración y el rendimiento del sello. La inspección de las caras a menudo indican desportilladuras en los diámetros interior y exterior y picaduras en toda la superficie (Fig. 12).

Causas. La vaporización ocurre cuando no se puede eliminar el calor producido en las caras del sello y se vaporiza el líquido que hay entre ellas. También puede ocurrir si el sello trabaja muy cerca de la temperatura y presión de vaporización del producto en la cavidad para el sello. Otras condiciones de funcionamiento que ocasionarán vaporización incluyen:

1. Presión excesiva para un sello determinado
2. Flexión excesiva de las caras del sello
3. Enfriamiento y lubricación inadecuados del sello.

La vaporización puede indicar que el lavado del sello no funciona o que se ha interrumpido o reducido el agua de enfriamiento que va a un **intercambiador** de calor.

Correcciones:

1. Mejórense la circulación y enfriamiento en las caras del sello.
2. Compruébese que el sello funciona a temperaturas y presiones inferiores a las de vaporización del producto en la cavidad para el sello.

3. Compruébese si el tipo de sello es el adecuado para los límites de presión y velocidad.

4. Solicitense al fabricante del sello sus recomendaciones para disminuir el calor autogenerado.

Los límites empíricos indican que la temperatura y la presión en el sello deben ser, cuando menos, 25°F (14%) y 25 psi (1.72 bar) más bajas que la temperatura y presión de vaporización del producto en la cavidad para el sello.

Ampollas

Síntomas. Las ampollas (Fig. 13) son secciones circulares pequeñas que sobresalen en las caras del sello de carbón. A veces, se puede observar mejor si se utiliza un plano óptico o se pulen ligeramente las caras del sello. Las ampollas separan las caras del sello durante el funcionamiento y permiten fugas severas; suelen ocurrir en tres etapas:

Etapas 1: Aparecerán pequeñas secciones realzadas o salientes en las caras del sello.

Etapas II: Aparecerán grietas en las secciones realzadas, con una configuración de estrella.

Etapas III: Surgirán las ampollas y dejarán huecos en la cara del sello.

Causas. No se conoce bien la causa exacta de las ampollas. La mejor explicación es que los líquidos viscosos, como el aceite SAE 10, penetrarán por los intersticios de los sellos de carbón con el paso del tiempo. Cuando se calienta el sello, se expulsa el aceite por los poros. Las ampollas suelen ocurrir en sellos que trabajan en máquinas con paros y arranques frecuentes y con líquidos muy viscosos.

Correcciones:

1. Redúzcase la viscosidad del líquido en la cavidad para el sello, ya sea con el empleo de un líquido diferente o el aumento de la temperatura del líquido.
2. Trátase de eliminar los paros y arranques frecuentes de equipo que tiene sellos mecánicos.
3. Sustitúyase el carbón o grafito por un material no poroso para la cara, como carburos de tungsteno, silicio o bronce.

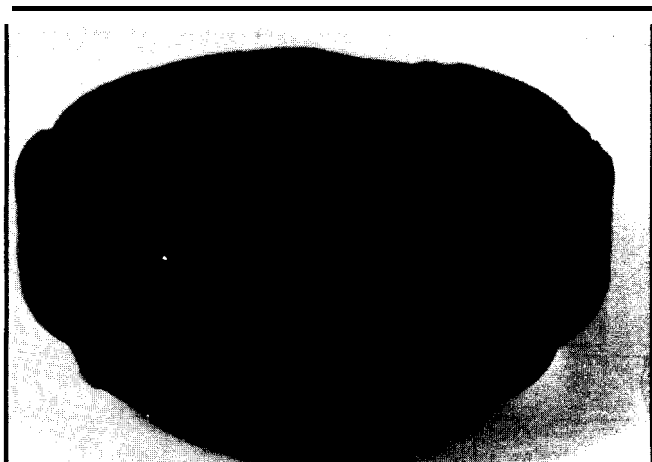
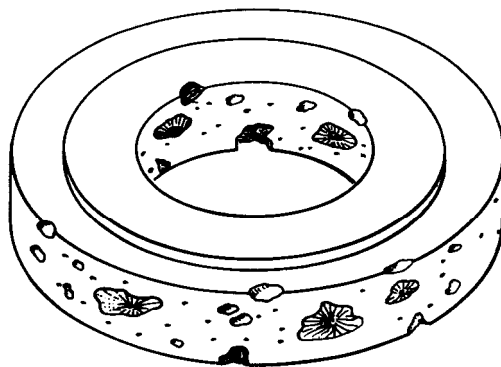


Fig. 14 Las astilladuras son similares a las ampollas pero ocurren en la circunferencia del sello



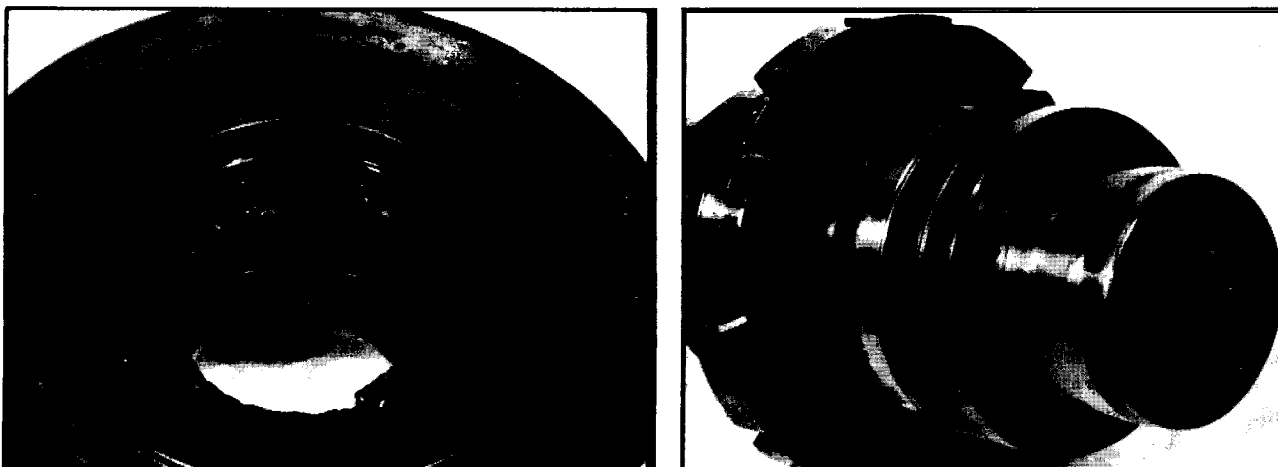


Fig. 15. El barniz o lodo abrasivo se sedimentan en el lado atmosférico del sello mecánico

4. Compruébense el enfriamiento y circulación en las caras del sello. Si son inadecuados, los sellos serán más susceptibles a las ampollas.

Astilladuras

Síntomas. Son similares a los de las ampollas, pero no ocurren en la cara sino en el diámetro exterior y el lado trasero del sello (Fig. 14).

Causas. Las astilladuras, igual que las ampollas, ocurren por esfuerzos térmicos excesivos, en un sello de carbón y grafito. Pero, al contrario de las ampollas, parece ser que las astilladuras ocurren casi con cualquier líquido y se debe a la expulsión repentina de la humedad cuando se sobrecalienta el sello y se deben, casi exclusivamente a que el sello trabaja en seco. Por ello, si hay partes muy astilladas, indica que el equipo funcionó en seco más de unos momentos.

Cowecciones: Para que el equipo no funcione en seco, se debe agregar un interruptor de presión o de carga. O como opción, se deben utilizar métodos alternos para sellamiento, como un sello doble que tenga un sistema de convección térmica o de lubricación forzada.

Sobrecalentamiento de sellos anulares

Síntomas. Cuando los sellos anulares de elastómero se sobrecalientan, se endurecen, agrietan y se vuelven muy quebradizos. Los sellos secundarios de Teflón se decoloran y se ponen de un color azul negruzco o café, tienen señales de afluencia en frío o adoptan la forma de la cavidad para el sello secundario.

Causas. El sobrecalentamiento, por lo general, se debe a falta de suficiente flujo de líquido enfriador en la cavidad del sello. También puede deberse a temperaturas excesivas o al empleo de sellos de materiales inadecuados.

Correcciones: Si se observa sobrecalentamiento de los sellos anulares:

1. Compruébese el flujo de líquido enfriador en la cavidad para el sello y también si los tubos tienen obstrucciones o los intercambiadores de calor tienen exceso de incrustaciones.

2. Utilícese enfriamiento. Si las temperaturas todavía son excesivas para un sello secundario de elastómero, considérese el empleo de un sello de fuelle metálico para temperaturas más altas.

Oxidación y carbonización

Síntomas. La oxidación y la carbonización dejan un barniz o lodo abrasivo en el lado atmosférico del sello (Fig. 15), que pueden ocasionar desgaste rápido de las caras o bien que se traben los sellos mecánicos del tipo con o sin empujador.

Causas. La carbonización ocurre por la oxidación o desintegración química de los hidrocarburos, que forman residuos gruesos.

Cowecciones:

1. Aplíquese lavado con vapor en el lado atmosférico de los sellos mecánicos del tipo con o sin empujador para arrastrar los lodos o desechos abrasivos.

2. Lávese el sello con líquido limpio y frío de una fuente externa para eliminar la carbonización en la cavidad para el sello.

3. Aplíquese enfriamiento en la cavidad del sello con una camisa para agua en el estopero 0 con un intercambiador de calor enfriado por agua o por aire.

4. Utilícense materiales de cara dura, en vez de carbón, que resistan la acción abrasiva de las partículas formadas por la oxidación y púrguese el sello en el lado atmosférico con vapor para eliminar el lodo y desechos.

En general, hay que enfriar los hidrocarburos que hay en la cavidad del sello a menos de 250°F (121 °C) para evitar la oxidación y la carbonización. El límite de temperatura depende del líquido que se maneje. Por ejemplo, los límites de oxidación de líquidos para transferencia de calor son superiores a 350°F (177°C).

Resumen

El análisis de fallas no siempre es sencillo y exacto, pero se hacen con un método sistemático.

Paso 1. Identifíquense los problemas que reducen la duración del sello. No siempre se deben al diseño y tipo del sello.

Paso 2. Estúdiense con cuidado las posibles soluciones al problema. La experiencia, la información de los fabricantes del equipo y las consultas con un experto en sellos ayudarán a formular una lista de posibles respuestas.

Paso 3. Determinése e implántese la corrección. Esto puede requerir un análisis de costos, disponibilidad de componentes y de los futuros beneficios económicos.

Paso 4. Vigíense los efectos de las correcciones.

Referencias

1. "Metals Handbook," 8th ed., Vol. 10, Failure Analysis and Prevention, American Soc. for Metals, Metals Park, Ohio, 1975.

2. "Guide to Modero Mechanical Sealing," 7th ed., Durametallic Corp., Kalamazoo, Mich., 1979.
3. Catalog ORD-5700 [O-rings], Parker Hannifin Corp. Seal Group, Lexington, Ky., 1977.
4. Strugala, E. W., The Nature and Cause of Carbon Blistering, *ASLE Trans.*, Vol. 28, pp. 333-339, American Soc. of Lubrication Engineers, Park Ridge, Ill., 1972.
5. "Process Industries Corrosion," p. 24, National Assn. of Corrosion Engineers, Houston, 1975.

El autor



William V. Adams es Director de Ingeniería de la Durametallic Corp., 2104 Factory St., Kalamazoo, MI 49001 y está a cargo del personal de diseño, aplicación y dibujo. Fue presidente del programa de familiarización con sellos de la American Soc. of Lubrication Engineers, del U.S. Dept. of Energy y de la ASME. Tiene título de ingeniero mecánico de la Western Michigan University y es miembro de la American Soc. of Lubrication Engineers y de ASTM.

Por qué fallan los sellos mecánicos

Los defectos, en apariencia insignificantes, en la instalación o en el diseño de los sellos o la contaminación del líquido en el prensaestopas pueden ocasionar fallas de los sellos.

Charles W. Hawk, Jr., Olin Corp.

Todos los años, las fallas de los sellos mecánicos producen costos de mantenimiento y pérdidas de producción por decenas de millones de dólares. Se presentan las causas básicas de las fallas de los sellos y los métodos principales para evitarlas. Las fallas suelen ser por 1) errores en la instalación, 2) problemas por el diseño básico del sello mecánico y 3) contaminación del líquido en el prensaestopas.

Todos los sellos mecánicos son básicamente iguales y tienen un elemento rotatorio y uno fijo. Un elemento tiene una cara selladora de contacto de un material blando, para desgaste, como el carbón; el otro tiene una cara de material duro, que puede ser cerámica.

Los sellos pueden ser del tipo equilibrado (balanceado) o desequilibrado. El equilibrado está diseñado para compensar los cambios bruscos en la presión hidráulica. Por contraste el sello desequilibrado no los compensa y sólo se justifica por su menor costo.

Los sellos mecánicos están diseñados para no permitir fugas hasta que se gaste la cara blanda. Se ha encontrado que muchos sellos no tienen desgaste en las caras al desmontados de la bomba y las fugas empiezan mucho antes de que se desgasten. ¿Por qué?

Errores en la instalación

Los errores en la instalación pueden ocurrir sin que el operario se dé cuenta y los más comunes incluyen el descuido en proteger las caras de sellamiento, daño a los elastómeros y no verificar la posición y las dimensiones críticas de sello. Las caras de los sellos se pulimentan con una tolerancia de una banda de la luz de helio o sea

0.0000116 in. Esta tolerancia crítica hace que sean uno de los componentes de mayor precisión en el trabajo de mantenimiento. El operario debe manejar el sello como si fuera una obra de arte. Si se cae o se golpea con cualquier objeto, por ejemplo, en el estopero de la bomba, es casi seguro que permitirá fugas.

Además, cualesquiera partículas de herrumbre u otro cuerpo extraño que lleguen a las caras del sello durante la instalación permitirán fugas. Esto ocurre porque las partículas se pueden enclavar en la cara de carbón blando y producen abrasión en la cara dura. En consecuencia, hay que tener un cuidado excepcional para instalar sellos. Por ejemplo, quizá se necesite una zona exclusiva para armar las bombas y también hay que pensar en la limpieza minuciosa de las piezas de la bomba en la zona del sello que van a seguir en servicio.

Durante la instalación, es fácil que ocurran daños en el elastómero del sello, que puede ser sello anular ("O" ring), cuña, taza cóncava, etc. Hay que fijarse bien si hay rebabas o bordes agudos al colocar el sello en el eje o la camisa del eje, en especial los prisioneros, cuñeros (chaveteros) y estrías. Nunca utilice una cuchilla para quitar un sello anular viejo; utilice un pasador delgado o una varilla de madera para no cortar el elastómero; cualquier corte o melladura en el elastómero al instalar, puede permitir fugas que parecerán provenir de las caras del sello cuando se arranca la bomba.

Salvo que el sello esté instalado de modo que las caras tengan la carga correcta, ocurrirán fugas. El operario debe verificar la tolerancia permitida en la instalación del tipo particular de sello. También se deben tener en cuenta los ajustes finales del impulsor y de la posición de las placas de apoyo.

Antes de instalar el sello hay que comprobar la desviación radial del eje o árbol con un micrómetro de esfera; la lectura total del micrómetro no debe exceder de 0.001 por pulgada de longitud. Además, el movimiento axial no debe exceder de 0.005 in. Si no se pueden lograr esas tolerancias, habrá que ajustar o reemplazar los cojinetes pues, en otra forma, ocurrirán fugas por el sello.

Hay que comprobar la concentricidad y perpendicularidad del prensaestopas con el eje. A veces, habrá que rectificar la cara del prensaestopas para tener la certeza que el componente fijo quede perpendicular con el rotatorio. Si se aprieta en exceso el retén, puede haber comadura en la cara del sello.

Un sello nuevo no debe permitir fugas; si las hay, indican un error en la instalación. La fuga puede desaparecer poco a poco pero no del todo. Hay que desarmar e inspeccionar la bomba y volver a instalar o reemplazar el sello. Cuando hay errores, pueden parecer insignificantes, pero si no se corrigen ocurrirán fugas y se puede pensar que el sello "no sirve para nada".

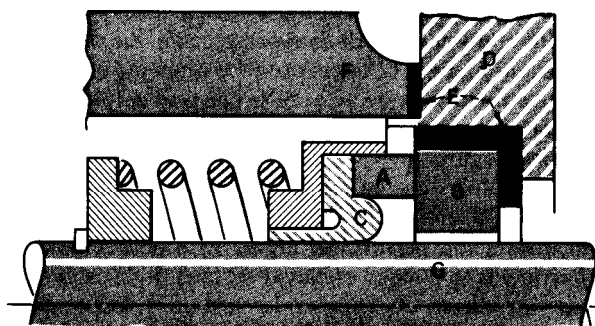
Problemas por el diseño de los sellos

Un sello de diseño deficiente puede permitir la pérdida momentánea de contacto de las caras y su falla

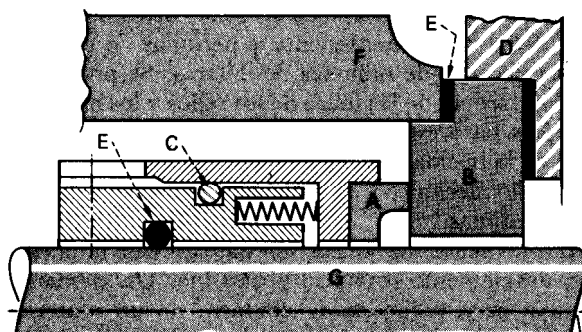
en un momento dado. Cuando las caras pierden contacto por cualquier razón, cualquier partícula en el líquido para sello se introducirá entre las caras y se enclavará en la cara blanda, ésta funcionará como rueda abrasiva y destruirá la cara dura.

El componente rotatorio se conecta con el eje de la bomba, que tiene un movimiento axial constante entre 0.001 y 0.002 in. Este movimiento lo pueden producir la desviación normal, vibración, cavitación, desequilibrio del impulsor, desalineación de los tubos y acoplamientos y las tolerancias de los cojinetes. El sello debe poder compensar este movimiento axial, lo cual es una de las razones por las que se necesitan resortes y elastómeros en el sello mecánico. Si se interrumpe esta compensación por cualquier motivo, las caras del sello perderán el contacto y habrá fuga. Las partículas de sólidos, sin que importe su origen, atrapadas en los resortes o elastómeros o entre el componente rotatorio y el eje, impedirán la acción de compensación. Esto permitirá que se separen las caras por el movimiento natural del eje y la inutilización del sello.

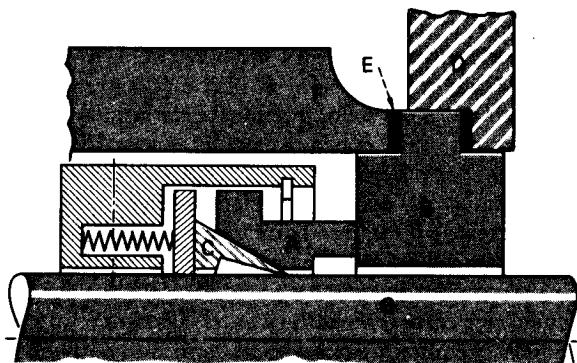
Hay que determinar si el sello tendrá las características para soportar los factores desfavorables y si las condiciones de trabajo son las adecuadas, para el funcionamiento correcto del sello. Por ejemplo, hay que establecer si los resortes están o no encerrados, si el



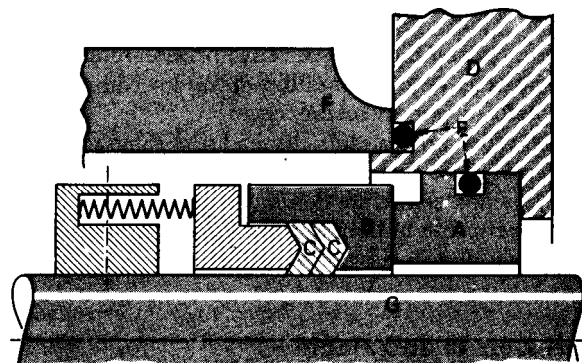
Similar al Crane 0 U.S.



Similar al Chesterton o al Dura No. RA



Similar al Crane No. 9



Similar al Dura o al Borg-Warner

Componentes del sello

- | | |
|--|---|
| A. Material para cara dura (cerámica) | E. Junta o sello de elastómero, estático o fijo |
| B. Material para cara blanda (carbón) | F. Prensaestopas |
| C. Sello de elastómero, dinámico o movable | G. Eje de la bomba |
| D. Empaquetadura | |

Diseño de algunos sellos mecánicos típicos y sus componentes básicos

elastómero es un sello anular, una cuña u otra configuración y cuáles son las dimensiones críticas para la holgura. En general, los sellos anulares se pueden flexionar unas cuantas milésimas de pulgada y son mejores que otras configuraciones de elastómero que no permiten tanto movimiento.

Los resortes múltiples pequeños producen una presión más uniforme entre las caras que un solo resorte grande; sin embargo, como el alambre de este último es más grueso, puede resistir con más facilidad la corrosión, partículas y sustancias gomosas. La resistencia a esos factores se puede lograr en los sellos de resortes múltiples si están instalados de modo que no toquen el líquido bombeado. Pero, aunque los resortes puedan estar aislados del líquido, el elastómero y el componente rotatorio sí hacen contacto. Por ello, aunque se crea que el líquido bombeado esté limpio, una contaminación inesperada puede ocasionar la pérdida momentánea del contacto entre las caras del sello y ocurrirá una fuga.

El calor generado en las caras del sello puede producir la falla del elastómero o cambiar la condición del líquido bombeado en la zona del sello, lo que aumentará la corrosión o producirá cristalización. Por tanto, al evaluar cualquier tipo de sello mecánico se debe tener en cuenta la proximidad del elastómero con las caras del sello y verificar el flujo recomendado de líquido en el prensaestopas.

Además, el calor generado por el sello mecánico está en función de la presión de cierre contra sus caras. Los sellos mecánicos equilibrados hacen que esa presión sea mínima y se compense cuando cambia la presión hidráulica; por ello, el sello equilibrado requiere poco o ningún líquido para lavado y enfriamiento. Otras ventajas del sello equilibrado consisten en que son más resistentes si se cierra en forma brusca el tubo de descarga de la bomba, requieren 20 % menos caballaje que el desequilibrado, compensan el golpe de ariete y en que se puede utilizar el mismo tipo de sello en bombas distintas para diferentes presiones.

Además, hay que comprobar la compatibilidad del líquido para el estopero con los materiales de construcción de los resortes, el elastómero, el componente rotatorio y el fijo. Si no se tienen en cuenta esos factores y ocurre pérdida momentánea de contacto entre las caras del sello, éste se dañará y ocurrirán fugas.

Partículas extrañas en el prensaestopas

Los cuerpos extraños en el líquido del prensaestopas pueden obstruir los componentes deslizables del sello y producir su falla. Como se mencionó, se debe permitir que los resortes, elastómero y componente rotatorio compensen el movimiento del eje para evitar la pérdida momentánea de contacto entre caras. El líquido en el prensaestopas suele ser el que se bombea y su volumen es muy pequeño, de unas cuantas onzas. La presión y temperatura de ese líquido se aproximan a las del líquido bombeado en la succión más bien que en la descarga de la bomba.

Si el líquido bombeado no contiene sólidos y está más o menos frío, un sello equilibrado no requiere cuidados

especiales. Pero, algunos líquidos, cuando cambian las condiciones de funcionamiento pueden incluir sólidos, abrasivos, producir cristalización o ser corrosivos. Se necesitan controles adicionales para el líquido que llega al prensaestopas; el problema más grande en estos controles es que se puede producir un paro accidental de ellos. Por ello, ciertas dificultades insignificantes se pueden pasar por alto y ocurrirá falla del sello.

Los controles del líquido para el sello se deben proyectar sobre la base del pequeño volumen del líquido en el prensaestopas. Algunos ejemplos de estos controles son: 1) tubos conectados con los tubos de succión o descarga de la bomba y que terminen en el prensaestopas; 2) tubos conectados como se menciona pero con uno adicional desde el prensaestopas hasta un drenaje; 3) un segundo líquido, compatible con el bombeado inyectado en el estopero; 4) un buje de restricción instalado en el fondo del prensaestopas, para reducir al mínimo el orificio entre el eje y la carcasa de la bomba; 5) camisa de vapor, serpentines de enfriamiento o aislamiento en torno al prensaestopas. La selección del control se debe hacer después de estudiar las características del líquido que se bombea.

El estudio de las características del líquido bombeado indicará que se puede tener un pequeño volumen de líquido limpio y frío en el prensaestopas con el control de su temperatura 0 presión y si se evita el contacto con el aire. Por ejemplo, la presión en el prensaestopas se puede aumentar o reducir si se conecta un tubo desde la succión o descarga de la bomba.

Un error típico cuando se bombean líquidos abrasivos es conectar el tubo de descarga de la bomba al prensaestopas; aunque esto puede aumentar la presión y el caudal, las partículas erosionarán las caras del sello. Si hay cristalización del líquido, la solución puede ser el control de temperatura, cosa que es fácil mediante serpentines de enfriamiento, camisas de vapor o con aislamiento. Si se determina que no se puede controlar el líquido bombeado para evitar la obstrucción de los componentes deslizables del sello, se debe utilizar un líquido de barrera en el prensaestopas.

Antes de seleccionar el líquido de barrera hay que estudiar la presión y temperatura en el prensaestopas durante todo el funcionamiento de la bomba; el fabricante dará esta información. El líquido de barrera debe estar a una presión entre 10 y 15 psi más alta que la máxima en el prensaestopas para tener flujo correcto e impedir que el líquido bombeado pueda penetrar. Se requiere un volumen muy pequeño en el prensaestopas. Con sello equilibrado sólo se necesita 0.06 gal/min para disipar el calor aunque también se utilizan flujos de 3 a 10 gal/min, que no son necesarios. Por ello, algunas plantas tienen problemas de equilibrio del agua en el sistema del líquido de proceso. Puede ser deseable instalar un buje de restricción en el prensaestopas para limitar el flujo del líquido de barrera y mantenerle su presión.

Ocurre un gran número de fallas de sellos mecánicos por la inestabilidad de la presión y flujo del líquido de barrera. Algunos factores que ocasionan las fallas son: 1) conexiones con los cabezales en la planta, por ejemplo, para agua tratada, en los que fluctúa la presión por-

Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas

Las empaquetaduras correctas y bien instaladas en ejes rotatorios, pueden aislar de la atmósfera el líquido del equipo de proceso.

Richard Hoyle, A. W. Chesterton Co.

Selección e instalación de empaquetaduras mecánicas

Las empaquetaduras correctas y bien instaladas en ejes rotatorios, pueden aislar de la atmósfera el líquido del equipo de proceso.

Richard Hoyle, A. W. Chesterton Co.

Los nuevos materiales han hecho posibles empaquetaduras que sellan mejor, duran más y reducen el desgaste del equipo.

Aunque la tendencia actual es construir plantas totalmente selladas con sellos mecánicos o de caras de extremo, las empaquetaduras mecánicas son una opción viable de los sellos en una gran variedad de servicios. Se examinará la tecnología de las empaquetaduras mecánicas y se comentarán, en su caso, los méritos relativos de las empaquetaduras y los sellos.

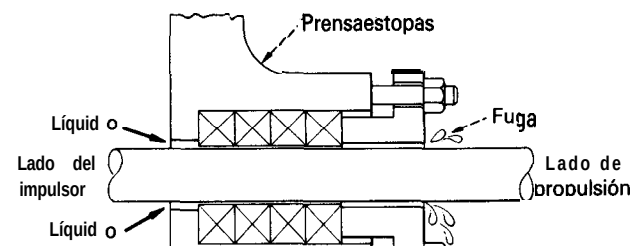
La principal ventaja de las empaquetaduras es la facilidad para seleccionarlas e instalarlas en un prensaestopos o estopero (Fig. 1a). Las empaquetaduras también evitan las serias fallas que pueden ocurrir con los sellos mecánicos.

Las empaquetaduras funcionan con el principio de fugas controladas en aplicaciones dinámicas. No se pretende que eliminen por completo las fugas de un equipo sino que permitan una cantidad controlada de escurrimiento, como se describirá en detalle. Por otra parte, con los sellos mecánicos se pretende parar por completo cualquier fuga. Por ello, hay que definir lo que son fugas o escurrimiento.

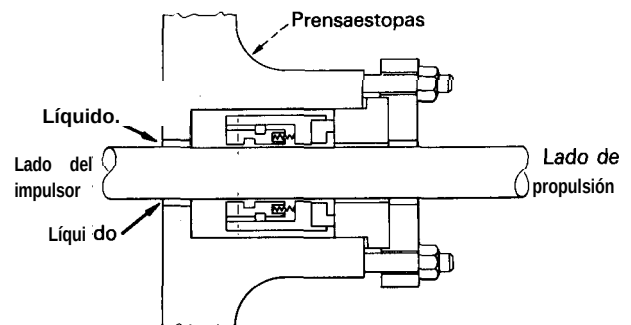
Fugas por empaquetaduras y sellos

Un sello mecánico (Fig. 1b) transfiere el desgaste del eje o camisa del equipo a las partes integrales del mismo llamadas caras de sello o caras de desgaste. Si estas caras están lo bastante planas y lisas, impedirán que las fugas salgan a la atmósfera. Si se define que una fuga es un líquido visible, se puede afirmar que los sellos mecáni-

cos detienen las fugas por completo. Además, sólo dejan escapar cantidades diminutas de vapores durante todo el funcionamiento.



a. Empaquetadura mecánica



b. Sello mecánico

Fig. 1 Métodos para contener y aislar líquidos en los ejes

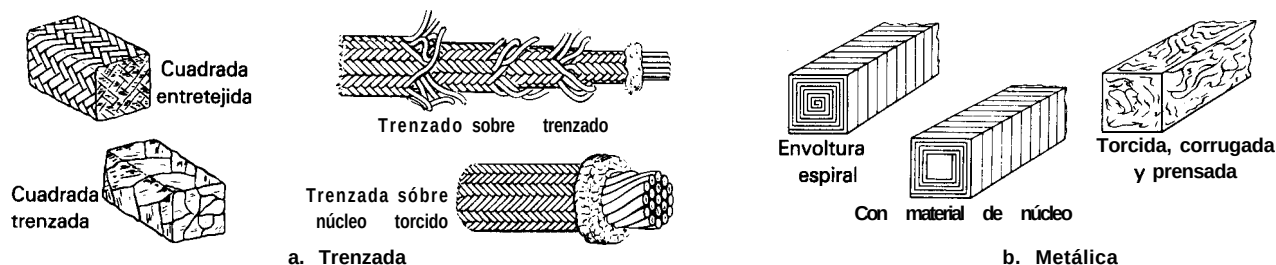


Fig. 2 Construcciones básicas de empaquetaduras mecánicas

Desde un aspecto técnico, los sellos mecánicos tienen fugas continuas, pero en un año de uso continuo de ellas, con un sello que funcione bien en servicio con agua, no llegarán al equivalente de una taza. Por el contrario, una empaquetadura que escurra 60 gotas por minuto, produciría 15 tazas por día. Sin embargo, en una bomba que maneje 300 gpm, el porcentaje de fugas es de sólo 0.00026%. Entonces, la finalidad básica de las empaquetaduras es el control y no la eliminación de las fugas.

Se dice que los sellos mecánicos evitan las fugas, porque éstas son insignificantes, aunque a veces pueden ser considerables y, lo que es más importante, incontrolables en caso de falla del sello, lo que obligará a retirar el equipo del servicio en un momento inoportuno.

Tipos de empaquetaduras mecánicas

Se utilizan los términos empaquetadura blanda, empaquetadura de bloqueo, empaquetadura de compresión y empaquetadura trenzada para describir parte o todos los tipos de ellas. Las definiciones de metálicas o plásticas son para productos específicos.

La mayoría de las empaquetaduras están destinadas para equipo rotatorio. También se utilizan en válvulas y otras aplicaciones como en juntas para puertas, en mezcladoras, para juntas de expansión y bombas recíprocas. Si se utilizan en una bomba debe haber escurrimiento. En las válvulas, juntas de expansión o juntas para puertas generalmente no hay escurrimiento ni infiltraciones.

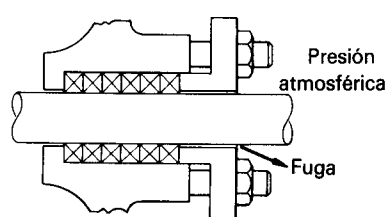
En este artículo sólo se mencionarán las empaquetaduras mecánicas utilizadas en las bombas y con referencia ocasional a las empleadas en las válvulas. No se describirán las juntas y empaquetaduras automáticas ni las hidráulicas.

Los cuatro tipos de empaquetaduras son entretejida cuadrada, plegada cuadrada, trenzado sobre trenzado y trenzada sobre un núcleo. Los más utilizados son la entretejida cuadrada y la trenzada sobre un núcleo. Las diferencias en el trenzado dependen del tipo de máquina en que se fabrican las empaquetaduras (Fig. 2a).

La empaquetadura entretejida se hace en una máquina llamada trenzadora de celosía. Los hilos se forman en diagonal en la empaquetadura (Fig. 2a). Es la mejor para retener su forma cuadrada y para controlar tolerancias de manufactura. La de trenzado cuadrado y plegada también retiene su forma cuadrada pero suele ser una estructura trenzada absorbente que puede absorber una gran cantidad de lubricante. El tipo de trenzado sobre trenzado se trenza en forma redonda y después se pasa por una prensa escuadradora o una calandria para darle su forma cuadrada. La empaquetadura trenzada sobre un núcleo también se trenza redonda y se le da la forma cuadrada con una calandria. Los materiales básicos para estas cuatro empaquetaduras son fibras animales, vegetales, minerales y varias sintéticas que se describirán con mayor detalle.

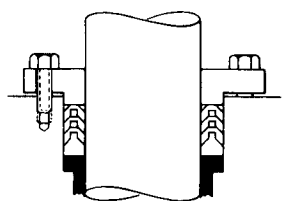
Las empaquetaduras metálicas se hacen con plomo o babbitt, cobre o aluminio y son de envoltura en espiral o de construcción plegada, torcida; se pueden utilizar otros materiales pero éstos son los que más se emplean. Estas empaquetaduras suelen tener un núcleo de material elástico compresible y algún lubricante (Fig. 2b). El núcleo es un cordón de caucho sintético o mecha de asbesto. Las empaquetaduras metálicas se emplean por su resistencia física, no absorbencia, resistencia al calor o cualquier combinación de ellas.

Las empaquetaduras de plástico pueden ser de construcción homogénea o, a veces, están formadas sobre un núcleo. Con frecuencia, tienen una camisa de asbesto u



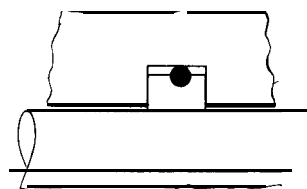
Compresión

Trenzada, de plástico o metálico, con o sin núcleo



Automática

Anillos V (se ilustran). Además, tazas, tazas de pistón, sellos anulares y anillos de sección cuadrada



Flotante

Anillo de pistón con resorte (se ilustra). Además, bujes flotantes, varilla segmentada y sellos hidrodinámicos

Fig. 3 Clases de empaquetaduras mecánicas para sellar ejes

otro material trenzado para ayudar a mantenerles la forma. Estas empaquetaduras se suelen hacer con materiales a base de libras de asbesto, con grafito o con mica y aceite 0 grasa; a veces se agregan otros materiales para tener un producto terminado con las propiedades deseadas.

Otros dos tipos son las empaquetaduras de caucho y lona y de caucho y asbesto. Las empaquetaduras de caucho y lona son capas laminadas de lona de algodón que se trata con un compuesto de caucho sin curar; la cura produce la forma, tamaño y resistencia finales deseados y después se impregnan con lubricantes secos, sólidos o húmedos. Las empaquetaduras de asbesto y tela son similares a las de caucho y lona. Ambos tipos se utilizan también con anillos de extremo para bombas de baja velocidad que manejan líquidos muy viscosos. En este servicio, las empaquetaduras suelen tener refuerzo de alambre.

Los lubricantes para empaquetaduras mecánicas son sólidos, secos o líquidos. Los sólidos o secos pueden ser el tetrafluoroetileno (TFE), grafito, mica y disulfuro de molibdeno. Los líquidos incluyen aceites, refinados y sintéticos, grasas minerales y animales y diversas ceras. Algunas empaquetaduras incluyen su propio lubricante y son las de tipo grafitico.

Clases de empaquetaduras

Las empaquetaduras mecánicas se pueden dividir en tres clases generales que son: tipo de compresión, automáticas y flotantes y se ilustran en la figura 3.

En las empaquetaduras de compresión se utiliza la fuerza producida por la placa de extremo para hacer contacto con el eje. En estas condiciones, el lubricante suaviza el control con el eje y se va disipando con el tiempo. Cuando ocurre la pérdida total del lubricante, hay que reemplazar la empaquetadura (Fig. 4).

Las empaquetaduras automáticas son de una construcción en la cual el contacto con el eje no depende de la compresión del prensaestopas o sólo depende de la compresión inicial del mismo. Se suelen instalar de modo que la presión ayude a las fuerzas de sellamiento. Cualquier empaquetadura del tipo de pestaña o labio, sella en un solo sentido y se utiliza más en máquinas reciprocantes.

Un anillo de pistón es un ejemplo de empaquetadura flotante; cualquier empaquetadura segmentada que funciona en un espacio limitado y que se mantiene unida con resortes, sería del tipo flotante. En este artículo no se describirán las flotantes ni las automáticas.

Propiedades de las empaquetaduras

Las propiedades deseables en la empaquetadura mecánica son elasticidad, resistencia a los productos químicos y resistencia física.

■ La elasticidad permite colocar la empaquetadura en un prensaestopas y que sufra una ligera deformación para adaptarse en el mismo. También permitirá que se deforme cuando haya flexión del eje durante el funcionamiento.

■ La resistencia a los productos químicos evitará el ataque por el líquido que se sella con la empaquetadura; esta resistencia debe incluir la del lubricante. Las pérdidas de lubricante por ataque o "lavado" por los productos químicos a menudo son toleradas por los usuarios. Por ejemplo, un disolvente podría disolver un lubricante de petróleo en la empaquetadura, por lo cual se necesita un tipo diferente. Cuando se pierde el lubricante, el material trenzado ya no sella, se vuelve abrasivo y hay que reemplazar la empaquetadura para evitar daños al eje o camisa.

■ La resistencia física protege la empaquetadura contra daños mecánicos en particular cuando hay "chicoteo" del eje o cualquier acción mecánica producida por el líquido, por ejemplo, cuando el líquido se cristaliza en la empaquetadura y se produce desgaste mecánico entre ella y el eje o camisa. Para estos casos, se deben utilizar un anillo de cierre hidráulico y lavado.

La empaquetadura mecánica deseable debe:

■ Incluir lubricante para sacrificio para que al arranque inicial o si se aprieta en exceso la empaquetadura, en vez de que se dañe ésta, se pierda el lubricante.

■ Mantener su volumen físico y no perderlo con rapidez. Para ello, a) no se utiliza lubricante o b) se utiliza una combinación de lubricantes para que la pérdida de volumen sea lenta y controlable. Por ejemplo, el empleo de lubricantes que se funden a diferentes temperaturas puede controlar la pérdida de volumen.

■ Minimizar las rayaduras del eje o camisa.

■ Tener máximas aplicaciones dentro de su tipo. Esto sólo es posible con las más costosas. Con las de filamentos o cintas de grafito y algunas de TFE.

Materiales para las empaquetaduras

Debido a las crecientes exigencias del servicio, las empaquetaduras hechas con libras animales o vegetales o cuero tienen un empleo cada vez más limitado. Los materiales más comunes son las fibras minerales como

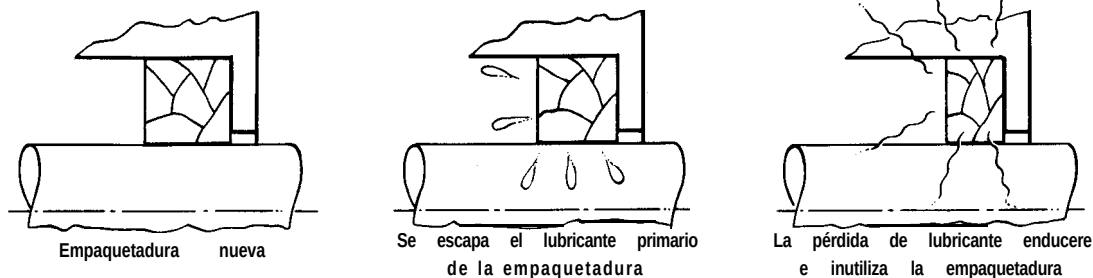


Fig. 4 El casquillo del estopero oprime la empaquetadura contra, el eje

¿Qué es la empaquetadura y por qué se necesita?

Si se aplican cera o petrolato en un cordón de cáñamo torcido, se tiene una empaquetadura mecánica primitiva, que serviría para impedir la entrada de agua, a una lancha en el lugar en que el árbol de la hélice sale del casco al agua. La cavidad donde se pone la empaquetadura se llama prensaestopas o estopero. Este ejemplo presenta los elementos primarios de una empaquetadura mecánica: un material fibroso al cual se agrega un lubricante.

Con el tiempo se arrastrará la cera y el cáñamo se puede pudrir por la inmersión. Para que esta empaquetadura tenga buen resultado en la lancha, se deben buscar materiales que no se pudran con facilidad y un lubricante que no se disuelva con facilidad en agua dulce o salada y que no se pegue en el árbol cuando no se utiliza la lancha durante algún tiempo.

En la industria hay muchas aplicaciones similares a las de la lancha, pero mucho más complejas. Las empaquetaduras se utilizan casi con cualquier líquido conocido, con todos los equipos y en diversas condiciones de servicio. Por ejemplo, se requiere que sellen a temperaturas desde -300°F hasta $2\ 000^{\circ}\text{F}$ y con presiones desde un vacío hasta 1 000 psig. Ahora se utilizan empaquetaduras hidráulicas para presiones mayores de 15 000 psig.

asbesto, vidrio, cerámica y metal y las fibras sintéticas como el Teflón y el carbón. Todavía se utilizan algodón, lino y cuero; el cuero es para tazas o copas y el algodón se emplea en ciertas aplicaciones sencillas por su bajo costo. El lino es muy común en las empaquetaduras marinas por su resistencia a pudrirse, compresibilidad y resistencia a la tracción.

Debido a que se sabe que el asbesto (amianto) es carcinógeno, se hará un breve resumen de los reglamentos oficiales para utilizarlo. Debido a que el asbesto es un material restringido, se necesitan métodos estrictos para manejarlo y hasta que queda en su forma terminada final debe cumplir con los requisitos, en cuanto a exposición, de la Occupational Safety and Health Act (OSHA) y reglamentos similares en otros países. Dado que la mayor parte de las empaquetaduras de asbesto terminadas contienen lubricantes o algún aglutinante, ya no están bajo el control de la OSHA. La parte aplicable del reglamento dice:

“Las fibras de asbesto deben ser modificadas con un aglutinante, revestimiento u otros materiales de modo que durante cualquier uso previsible, no ocurra el manejo, almacenamiento, eliminación, procesamiento o transporte a una concentración de fibras en el aire mayor a los límites de exposición definidos por la OSHA. No hay empleo previsible de estos productos que produzca una cantidad mensurable de partículas de asbesto en suspensión en el aire. Si es necesario alterar estos materiales en una planta, nunca se deben cortar con sierras o

con abrasivos en ninguna forma, sino que se deben cortar con cuchillas.”

El asbesto tiene una resistencia excepcional a los productos químicos y al calor, además de su gran retención de lubricantes. El tipo que más se utiliza para empaquetaduras es la crocidolita blanca, por la longitud, resistencia y flexibilidad de sus fibras. En la tabla 1 aparecen las gamas de temperatura para diversos tipos de empaquetaduras.

En algunas plantas se ha prohibido el uso del asbesto. Si la OSHA, u otras autoridades y la industria deben desecar los productos de asbesto, se necesitarán otros materiales. Cuando se emplean empaquetaduras de fibras de TFE, grafito o cerámica aumentará el costo, mientras que si se utiliza algodón, por ser más barato, durará muy poco.

La fibra de vidrio Fiberglass se ha utilizado en algunas empaquetaduras mecánicas; resiste los productos químicos y se puede trenzar con facilidad, aunque tiene algunos inconvenientes. El principal es que se desintegra y desgasta el equipo. Aunque se ha trabajado para perfeccionar la fibra de vidrio, parece ser que el empleo de fibras de cerámica, aunque son mucho más costosas, a la larga pueden sustituir al asbesto. La cerámica, que tiene resistencia a las altas temperaturas y es inerte para los productos químicos, pulimenta en vez de gastar un eje o una camisa. Por ello, hay posibilidades de utilizarla mucho en las empaquetaduras mecánicas, pero su desventaja es el alto costo. A la larga, quizá el Fiberglass será el sustituto de bajo costo para la cerámica.

La hilaza de grafito ha tenido mucha aceptación en los últimos años, pero sus desventajas son la fragilidad y el alto costo. Es porosa pero esto se corrige con llenadores de carbón dispersos en las fibras que bloquean el líquido y, al mismo tiempo, reducen las roturas de las fibras. Quizá su única desventaja sea el costo.

Uno de los factores en muchos productos nuevos que tienen alta resistencia al calor es que el punto débil ya no es la empaquetadura. Desde siempre, cuando se aprieta en exceso o se instala en forma incorrecta, ha ocurrido la falla pero el lubricante que contiene protege el equipo. Las empaquetaduras de cerámica o grafito no fallan al apretarlas en exceso, pero su aplicación incorrecta puede generar suficiente calor para fundir el eje o camisa. Por tanto, hay que tener cuidado especial al instalar y en el asentamiento inicial de las empaquetaduras de grafito.

Tabla 1 Intervalos de temperatura para empaquetaduras de asbesto

Grado	Contenido de asbesto, %	Temperatura aproximada de servicio, $^{\circ}\text{F}$
Comercial	75 — 80	Hasta 400
Underwriters	80 — 85	450
A	85 — 90	550
AA	90 — 95	600
AAA	95 — 99	750
AAAA	99 — 100	900

Lubricantes para empaquetaduras

La mica es una sílice hidratada y es similar al talco como lubricante; ambos se utilizan todavía en empaquetaduras de válvula pero rara vez en máquinas rotatorias por la alta fricción que producen. También se emplean en donde la decoloración del producto ocasionada por el grafito o el disulfuro de molibdeno puede ser un problema.

El grafito es el lubricante más común para empaquetaduras y es inerte a la mayor parte de los productos químicos. Su valor lubricante se atribuye a las obleas muy delgadas que se adhieren a la empaquetadura y otras superficies de contacto. Uno de los problemas con el grafito es que facilita la corrosión electrolítica o galvánica y, por ejemplo, ocasiona picadura de los vástagos de válvulas en servicio con vapor a alta presión.

El disulfuro de molibdeno es un lubricante seco con aspecto, forma y "tacto" similares al grafito, pero no produce corrosión electrolítica. Su utilidad principal es evitar el desgaste de las superficies metálicas porque se adhiere a los ejes, con lo que se mejora la lubricación de las empaquetaduras, pero tiene la desventaja de que se oxida a unos 650°F y pierde sus propiedades lubricantes.

Otros lubricantes como la grasa mineral, el sebo y los aceites de petróleo tienen resistencia limitada a la temperatura y a los productos químicos. Los aceites de petróleo se pueden carbonizar a altas temperaturas y se reduce o pierde su valor lubricante.

El disulfuro de tungsteno es otro lubricante para temperaturas muy altas, alrededor de 2 400°F y es muy resistente a la corrosión. Aunque no tiene las cualidades lubricantes del disulfuro de molibdeno o del grafito, sí tiene resistencia a las altas temperaturas y se emplea en empaquetaduras para válvulas de vapor y juntas de expansión.

El TFE ha sido el adelanto más grande en lubricantes para empaquetaduras y se utiliza en muchos tipos. Pueden contener hasta 35% de TFE según el tipo de construcción y las características de absorbencia de la hilaza base; tiene un límite de temperatura de 500°F y es casi inerte a todos los productos químicos. Las excepciones son los metales alcalinos fundidos y algunos compuestos halogenados raros.

Se utilizan algunos aceites de siliconas como lubricantes para altas temperaturas. Estos aceites tienen mayor resistencia a la corrosión y pueden funcionar a temperaturas más altas. A menudo se agregan en el anillo de cierre hidráulico durante la instalación o el funcionamiento de la empaquetadura.

El lubricante ideal para empaquetaduras debe:

1. Lubricar entre la empaquetadura y el eje para evitar desgaste, rayaduras o pegaduras. Es esencial un bajo coeficiente de fricción.
 2. Actuar como bloqueador entre las fibras para evitar el escape de un exceso de líquido por las costuras de la empaquetadura.
 3. Ser insoluble en el líquido que se bombea.
 4. Trabajar a la temperatura recomendada para la empaquetadura básica, excepto cuando se trata de un lubricante de sacrificio que ayuda en el asentamiento inicial.
 5. Tener larga duración en almacén sin endurecerse ni perder sus características básicas.
 6. Ser compatible con el líquido que se bombea y no contaminarlo.
 7. Impedir la corrosión galvánica o electrolítica.
- En la tabla II se resumen los límites para los materiales y lubricantes de las empaquetaduras.

Adición de lubricante a la empaquetadura

El anillo de cierre hidráulico, llamado a veces de linterna, se hace con material rígido como bronce, acero ino-

Tabla II Límites máximos de servicio de empaquetaduras mecánicas

Empaquetadura	Fugas al asentamiento, gotas/min ¹	Fugas en funcionamiento, gotas/min ¹	Temperatura máxima, °F ⁴	Presión a temperatura máxima, psig ⁴	Presión máxima, psig ⁴	Temperatura a presión máxima, °F ⁴
Asbesto y PTFE	120	60	600	50	200	100
PTFE, lubricado	120	60	600	50	200	100
Asbesto y grafito		60	400	50	250	100
Grafito y fibra		60	1000 (600) ²	60	360	300
Cinta de grafito		60	1000 (600) ²	50	360	300
Plomo		60	360	60	400 ³	100
Aluminio		60	800 (500) ²	60	400 ³	200
Lino		60	200	50	200	200
Plástico		60	360	60	200	200

1. Cantidad de fugas: 1 ml/min = 10 a 20 gotas/min.

2. El número mayor es para atmósfera no oxidante; el menor es para atmósfera oxidante.

3. Se suponen anillos formados en troquel.

4. La temperatura es la del producto; la presión es la del prensaestopas.

Datos básicos: Eje de 2 in, 3 660 rpm. Fugas controladas durante 720 h. Se bombea agua. Se supone AT máxima de 100°F (50°F con lino) por la fricción del eje. Se pueden esperar resultados satisfactorios con estos límites y con el Procedimiento de Prueba No. 1 de Fluid Sealing Assn. (FSA).

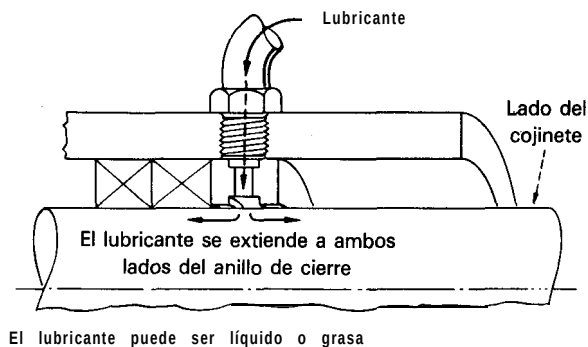


Fig. 5 El anillo de cierre sirve para lubricar la empaquetadura

oxidable, Nylon o TFE y es poroso para permitir el libre paso del lubricante. El lubricante penetra por el exterior del anillo y fluye al eje o camisa. Este anillo tiene anillos de empaquetadura en ambos lados (Fig. 5).

Otros tipos de empaquetadura

En estos últimos años se han introducido otros tipos de empaquetaduras como las de cordón de TFE y las de cinta grafitica.

El cordón de TFE está disponible en carretes y tiene cierta semejanza con un cordón duro de pasta dentífrica. Cuando se pone en el prensaestopas se adapta a su forma y tiene todas las ventajas del TFE. Su empleo principal es para formar juntas y para empacar válvulas y una gran ventaja es que permite reducir el número de juntas y empaques de válvula en existencia.

La empaquetadura de cinta grafitica se forma sobre el eje (Fig. 6). Después se introduce en el prensaestopas y se comprime contra los anillos. Sus ventajas: es autolubrificante, flexible, buena conductora de calor, resistente a las altas temperaturas, máxima resistencia a la corrosión y se puede instalar en un estopero de cualquier tamaño. Es un poco engorrosa para instalarla pero da muy buenos resultados y no se necesita tener una gran existencia.

Algunos productos de TFE extruido y de grafito y TFE se utilizan por su facilidad para formarlos dentro del prensaestopas. Tienen buena duración para sellar en un eje

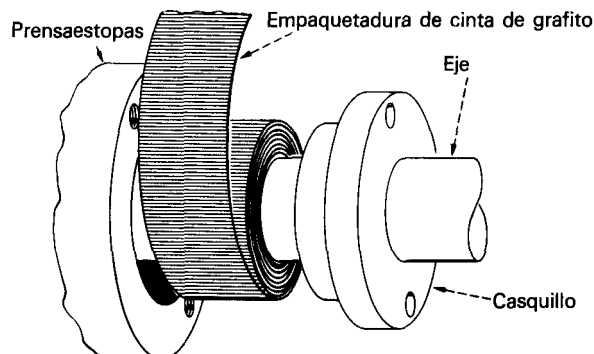


Fig. 6 La empaquetadura formada en el sitio es autolubrificante

o camisa que puedan estar rayado, pero las rayaduras deben ser lisas. Estas rayaduras son una característica del desgaste de la empaquetadura y estos productos se deben adaptar a las irregularidades en los ejes rotatorios. En ejes alternativos, las rayaduras deben ser axiales y lisas.

Selección de la empaquetadura

Cada fabricante de empaquetaduras publica sus guías para la selección; ésta es más bien un arte que una ciencia. Los factores que se deben considerar en la selección incluyen todas las condiciones del líquido como temperatura, lubricidad y presión y los del equipo como velocidad, condiciones físicas, material del eje o camisa y aspectos diversos como dimensiones, espacio disponible, servicio continuo o intermitente y cualquier combinación de ellos. Por tanto, se necesita adiestramiento del personal de la planta.

Los dos factores más comunes para la selección de la empaquetadura son PV y el pH. El factor PV es la presión (P , psig) en el prensaestopas multiplicada por la velocidad (V , ft/min) en el superficie del eje e indica la dificultad relativa de la aplicación; cuanto más alto sea el número más difícil será. Por ejemplo, un eje de $1\frac{7}{8}$ in que gire a 1 800 rpm y trabaje con 50 psi, tiene un factor PV calculado como sigue:

$$PV = 50(1.875 \pi/12)(1800) = 44\ 178$$

Un eje de 4 in a 1 200 rpm y 50 psig tiene un factor PV de 50 265; sería la aplicación más difícil, con todas las demás condiciones iguales.

El pH es una medición de la acidez o alcalinidad de un líquido. La escala es de 0 a 14, en donde 0 representa un ácido fuerte, 7 es neutro o sea agua destilada y 14 es un álcali o cáustico fuerte. Las guías para selección incluyen los valores del pH.

También se deben tener en cuenta muchos otros factores. Por ejemplo, se puede requerir lavado de un anillo de cierre hidráulico o agregar un sistema de enfriamiento y drenaje de la empaquetadura o calentar o enfriar el eje respectivo.

Anillos de extremo

Desde el principio de las empaquetaduras mecánicas, se han colocado anillos en la parte inferior del prensaestopas o en su parte superior junto al disco y se llaman anillos de extremo. Su finalidad es evitar la extrusión de los anillos contiguos hacia un espacio libre excesivo sea en la parte inferior del prensaestopas o en los diámetros interior y exterior del disco. Estos anillos, que suelen ser de un material más denso y, muchas veces, mecánicos, también pueden ser tejidos si las condiciones de funcionamiento lo permiten. Desde hace unos años, el anillo del extremo tiene además la función de actuar como anillo bloqueador inicial para evitar que entren sólidos al prensaestopas y destruyan la empaquetadura.

Los anillos de extremo se hacen con babbitt, aluminio y diversas telas tejidas que, muchas veces se vulcanizan

para darles un alto grado de dureza. Los anillos se cortan de una hoja y se ajustan a la medida del prensaestopas. Un tipo más reciente se fabrica con material macizo como TFE o carbón y grafito; estos materiales autolubrificantes permiten al usuario obtener holguras muy precisas entre el eje y el prensaestopas para evitar la extrusión. Esto es de particular importancia cuando se utilizan materiales más fáciles de extruir como productos de cinta de grafito y de TFE plegable.

Anillos alternados

Si se utilizan anillos de diferentes materiales y se colocan alternados en el prensaestopas, se pueden lograr características que no se obtienen con ninguna empaquetadura. Por ejemplo, si se alterna un anillo muy blando con una empaquetadura dura, se resistirá la deformación bajo presión. O bien si se alterna un anillo blando de grafito con uno de TFE ayudará a controlar la rápida dilatación del TFE con los cambios de temperatura; la blandura del anillo de carbón protegerá al de TFE durante la dilatación. Por lo general, el empleo de anillos alternados lo deciden el usuario y el fabricante según la aplicación. Dado que la selección de empaquetaduras es más bien un arte que una ciencia, no se pueden demostrar los resultados de un tipo particular.

Cuando el usuario tiene el mismo cuidado al instalar empaquetaduras que cuando instala los sellos mecánicos, se pueden tener mucho mejores resultados con la de anillos alternados. Con empaquetaduras de TFE se tendrán mejores resultados si los anillos alternados permiten apretar más el estopero; el anillo alternado evitará que se chamusque el TFE porque permite su dilatación más rápida cuando se genera calor. Además, el material para el anillo alterno puede funcionar hasta cierto grado cuando se verifica el TFE.

Un problema con los anillos alternados es que se dificulta tener empaque eficaz cuando el prensaestopas tiene poco fondo y hay que utilizar anillo de cierre hidráulico.

Anillos formados con troquel

Un anillo formado con troquel es un material que queda a la elección del usuario; se coloca en un molde y se

le aplica presión para eliminar todos los huecos en el anillo de empaquetadura. El molde es de un tamaño específico para que el anillo sea del diámetro del eje o camisa y del diámetro interno del prensaestopas. Estos anillos se colocan en el prensaestopas y hay mínima necesidad de volver a apretar el casquillo durante el asentamiento inicial. Estos anillos tienen máxima resistencia a la extrusión, no dejan entrar materiales abrasivos y pueden sellar con presiones altas. Estos factores, a menudo, compensan su costo más elevado.

Los anillos formados en troquel se emplean principalmente en aplicaciones para alta presión en donde se necesitaría un largo tiempo de asentamiento inicial si se emplean anillos no troquelados; con ello se reduce ese tiempo.

Estos anillos pueden ser una gran ayuda para mantener el anillo de cierre hidráulico en su lugar. En este caso, los anillos entre el anillo de cierre y el fondo del prensaestopas serían troquelados y los que están entre el anillo de cierre y el casquillo o collarín no serían de este tipo. Sin embargo, hay la posibilidad de que las fugas desde la entrada al anillo de cierre hasta el casquillo fueran mayores que desde ese anillo hasta el líquido que se bombea. Se recomienda que todos los anillos de empaquetadura sean del tipo troquelado.

Para empaacar una bomba centrífuga

Se calcula que el 75% de todos los problemas con las empaquetaduras son por mala **instalación**; el **método** es crítico y con mucha frecuencia se supone que es cosa de rutina y no se tienen en cuenta los problemas que pueden ocurrir. Los daños, muchas veces, son tan pequeños y se los acepta y pocas personas dedican el tiempo para estudiar la instalación y establecer un procedimiento, aunque éstos varían según la instalación y el líquido. El personal de mantenimiento inexperto utiliza una sola técnica para todas las empaquetaduras y los resultados pueden variar. El personal adiestrado puede **evitar** muchas fallas debidas a los procedimientos de instalación.

En una publicación con los procedimientos para empaacar bombas, se incluyen 44 operaciones. En otra, las instrucciones son en 19 pasos y dan a entender que se aplican al 90% de las instalaciones, pero con muchas excepciones.

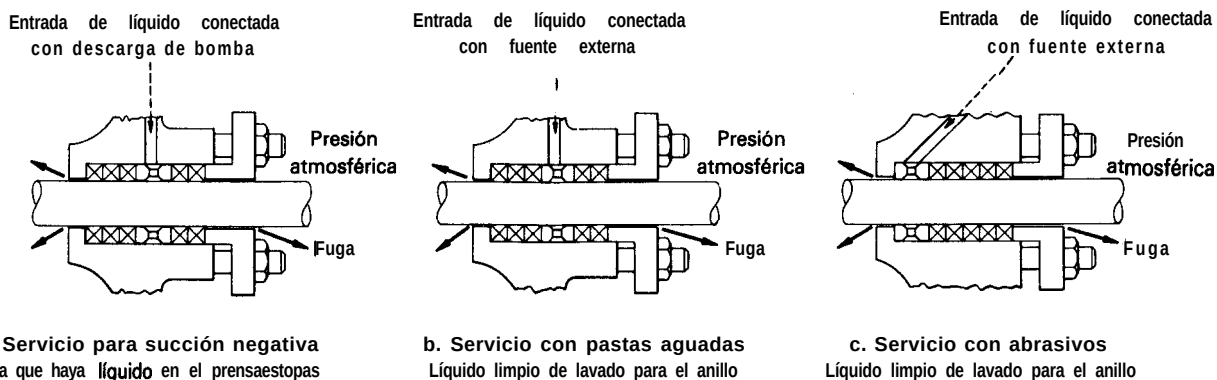


Fig. 7 Colocación del anillo de cierre hidráulico para servicios **específicos**

Se trata de reducir el número de operaciones para que sean más sencillas y se simplifiquen las explicaciones.

1. Mídanse la desviación y el juego longitudinal del eje, que deben estar dentro de las especificaciones del fabricante. En algunas bombas antiguas, la empaquetadura servía como una especie de cojinete y su duración era muy reducida. Al examinar el equipo se deben tener presentes los requisitos de que el eje debe girar con suavidad, no tener rebabas, vibraciones ni chicoteo. Hay que examinar siempre el cojinete y, si hay dudas, reemplazarlo. Para tener buenos resultados el equipo debe estar en buenas condiciones para que no ocasione fallas.

2. Examínense las condiciones del interior del prensaestopas; es mucho más importante de lo que parece. Pueden ocurrir fugas grandes en el sello estático que se forma entre el diámetro exterior de la empaquetadura y el diámetro interior del prensaestopas. Este diámetro debe ser liso y con un acabado que no exceda de 70 micropulgadas. Si el DE del prensaestopas es áspero, se puede trabar la empaquetadura y requerir demasiada presión en el casquillo para corregirlo y, a menudo, ocasiona fallas de la empaquetadura.

3. La colocación correcta del anillo de cierre hidráulico es crítica si se necesita lavado. Consúltense las instrucciones del fabricante de la bomba para el número de anillos de empaque que se instalan después del anillo de cierre. Se puede pensar en el empleo de anillos formados en troquel para ayudar a colocar el anillo de cierre (Fig. 7).

4. Determinénse el tipo y tamaño correctos de la empaquetadura. Todos los operarios saben que las empaquetaduras se fabrican para que ajusten, pero los fabricantes también saben que sólo se logran buenos resultados con la selección y ajuste idóneos para la aplicación.

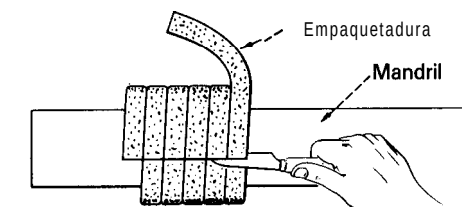
5. Córtense los anillos con un mandril (Fig. 8a); si no se tiene se pueden utilizar el eje o la camisa de la bomba. Hay que hacer un corte recto para que las puntas queden a tope. Quite los anillos metálicos del mandril como se indica en la figura 8b. Se recomienda cortar los anillos con una cortadora.

6. Quítense los anillos viejos de la bomba con las herramientas adecuadas y evítese el contacto de metal con metal cuando sea posible. Compruébese que se han quitado todos los anillos; si queda uno solo en el prensaestopas el anillo de cierre no quedará bien instalado. El prensaestopas se debe llevar con un desengrasador o producto similar. Compruébese que no llegan cuerpos extraños ni el producto limpiador a los cojinetes.

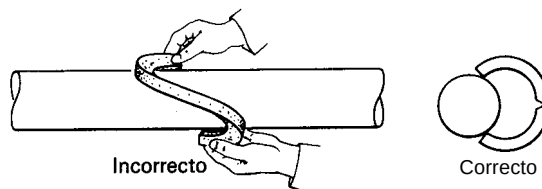
7. Consúltense las instrucciones del fabricante de la empaquetadura. ¿Hay alguna recomendación especial para el lubricante? Si no se conocen el lubricante requerido y su posible interacción con el líquido que se bombea, no se utilice lubricante. Dado que el 70% del desgaste ocurre en los dos últimos anillos, o sea los más cercanos al collarín, la lubricación puede ser crítica, siempre y cuando se puedan lubricar.

8. Abráanse los anillos con un movimiento de rotación al instalarlos en el eje de la bomba (Fig. 8b).

9. Asíéntese cada anillo al instalarlo; hay que colocar y comprimir uno por uno, con una herramienta especial



a. Córtese la empaquetadura en el mandril



b. Gírese para sacarla del mandril

Fig. 8 Para cortar y desmontar anillos de empaquetadura

o con un cilindro dividido. Hay que girar el eje de vez en cuando para comprobar que no se traba con el asentamiento excesivo. Las uniones entre las puntas se deben desalinear 120° . Después de envolver los anillos en el eje hay que evitar las aberturas entre las puntas cortadas.

10. Después de instalar la empaquetadura, apriétense el collarín con los dedos. Si es posible, haga girar la bomba una pequeña distancia cada vez. Las fugas iniciales deben ser grandes, en un chorro pequeño y no un goteo lento. Con empaquetaduras de TFE es necesario aflojar otro poco más el collarín. Si la empaquetadura es 100 % de TFE, este paso es crítico y hay que seguir las instrucciones del fabricante. Si la empaquetadura empieza a desprender humo, párese la bomba y aflójese el casquillo. Hay que tener un escurrimiento abundante antes de volver a poner en marcha la bomba.

Normas para empaquetaduras y sellos

Los sellos mecánicos con caras de sello han tenido gran aceptación. En muchos casos son obligatorios en servicios con líquidos que se sospecha o se sabe que son carcinógenos como el cloruro de vinilo y el benceno.

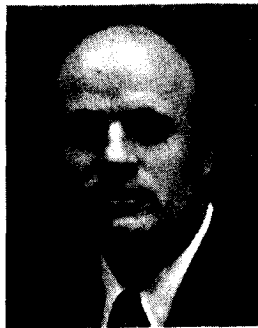
En muchas bombas, las empaquetaduras mecánicas hechas con los materiales modernos e instaladas por personal adiestrado lograrán resultados casi iguales que los sellos mecánicos. Las empaquetaduras nunca podrán sustituir a los sellos mecánicos porque están prohibidas con ciertos líquidos, pero son una opción viable en un gran número de otras aplicaciones.

En servicios peligrosos en refinerías, por ejemplo gasolina y propano, la norma API 610 (del American Petroleum Institute) requiere emplear sellos mecánicos. La Agencia de Protección Ambiental (EPA) exige sellos mecánicos dobles para los carcinógenos. La Organización Internacional de Normalización (ISO) y American Soc. of Lubrication Engineers (ASLE) han establecido normas para sellos mecánicos; Fluid Sealing Assn. (FSA) y

National Fluid Power Assn., (NFPA) tienen normas para empaquetaduras mecánicas e hidráulicas y FSA ha promulgado pruebas estándar para empaquetaduras, con las cuales cualquiera puede establecer los factores de lubricación de empaquetaduras. Un objetivo de la FSA es que el "arte" de las empaquetaduras se convierta en una ciencia.

Lo que todavía predomina en la selección entre sellos y empaquetaduras es la facilidad de instalación. Cada uno tiene sus propias aplicaciones y se ha tratado de ayudar a tomar una decisión.

El autor



Richard Hoyle está a cargo del desarrollo e ingeniería corporativos en la A.W. Chesterton Co., Stoneham, MA 02180. Ingresó hace muchos años y ha trabajado en ampliaciones, adquisiciones y problemas técnicos especiales en las plantas. Es miembro de los comités para sellos mecánicos y empaquetaduras en ASLE, FSA, ANSI y Technical Assn, of the Pulp and Paper Industry. Es graduado del Lowell Technological Institute.

Sección VI

Motores primarios: turbinas de vapor y de gas

Turbinas de vapor y de gas

Considérense las turbinas de gas para cargas pesadas

Eficiencia de la turbina determinada con calculadora programable
programable

Turbinas de vapor y de gas

Las industrias de procesos químicos necesitan una variedad de aparatos para propulsión del equipo que incluyen: turbinas de vapor, turbinas de gas, motores eléctricos, turbinas hidráulicas, turboexpansores y motores de gasolina y diesel. Sin embargo, tres de éstos, turbinas de vapor, de gas y los motores eléctricos, son los que predominan en la mayor parte de las aplicaciones. Este artículo se enfoca sobre los dos tipos de turbinas; los motores eléctricos se cubrieron en un número (parte 3, marzo 2, 1979, pp. 85-91) de la Chemical Engineering, Refresher on Electrical Energy. En la página 181 empieza otro artículo relacionado con turbinas de gas.

Turbinas de vapor

La confiabilidad, la capacidad de funcionamiento con velocidad variable y la posibilidad de ahorro de energía hacen recomendable la turbina de vapor en muchos procesos. En este artículo se presenta una guía de estas máquinas y métodos para las estimaciones preliminares del consumo de vapor y del tamaño de la turbina.

Richard F. Neerken, The Ralph M. Parsons Co.

La turbina de vapor es un motor primario satisfactorio y confiable para muchas máquinas de proceso. Se suele utilizar para la propulsión de bombas, ventiladores, sopladores y compresores; también se emplea a menudo en los generadores eléctricos para servicio de emergencia o para suministro de energía eléctrica en plantas remotas.

Las turbinas de vapor son un tipo específico de turbinas de expansión. El fluido siempre es vapor, lo cual permite diseñar la turbina con mucha exactitud, pues las propiedades del vapor a todas las presiones y temperaturas prácticas, son de sobra conocidas.

Las turbinas de vapor ofrecen la característica velocidad variable, que es muy útil para ahorrar energía en las unidades motrices de bombas, sopladores y compresores. Si se instalan de modo que se pueda aprovechar su capacidad de velocidad variable, las turbinas de vapor permiten concordar los requisitos de energía con las cargas reales, y pueden ahorrar gran cantidad de energía en ciertas aplicaciones para procesos.

Por contraste, una máquina propulsada por un motor eléctrico, que funciona con menos de la carga nominal y a velocidad constante, necesitará algún tipo de control del proceso, como la estrangulación del flujo de succión o de descarga o la derivación del flujo sin pasar por la máquina de regreso a la fuente de succión. Cualquiera de estas acciones ocasiona desperdicio de energía.

Otra ventaja de las turbinas de vapor es su confiabilidad. En una planta en que se genera vapor como una función del proceso, se considera que el suministro es muy confiable, pues no está sujeto a interrupciones, fallas o problemas de transmisión de la energía eléctrica y similares. De hecho, muchas veces se seleccionarán turbinas de vapor para impulsar el equipo más crítico de la planta, que debe seguir funcionando en caso de interrupción o falla de la energía eléctrica.

Al comparar el vapor con la electricidad, estos beneficios se deben tener en cuenta, además de los costos netos. De cualquier manera, las turbinas muchas veces son la opción más económica, pues los requisitos de balance del vapor para el proceso pueden indicar ahorros de energía desde su instalación. Por ello, una evaluación al principio del diseño del proceso a menudo puede demostrar que la turbina de vapor es el motor primario indicado para muchas máquinas importantes.

Tipos de turbinas de vapor

Todas las turbinas convencionales de vapor para plantas de proceso son de flujo axial, en las que el vapor se mueve paralelo al árbol y no cambia mucho su sentido cuando circula dentro de ella. Estas turbinas son de una etapa o de etapas múltiples.

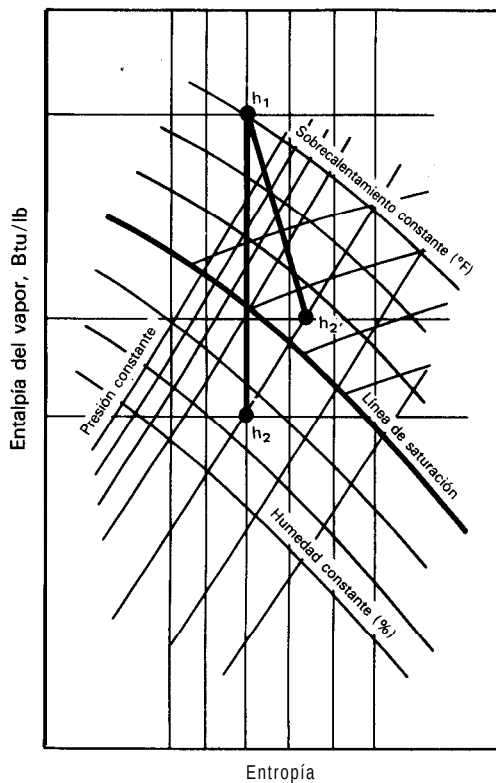


Fig. 1 Parte del diagrama de Mollier que ilustra la expansión del vapor en una sola etapa

Las **turbinas de una etapa** tienen una sola tobera o un grupo de ellas, con una sola expansión del vapor. Son adecuadas para las aplicaciones más pequeñas, y su potencia puede ser desde unos cuantos hasta 2 500 hp aproximadamente en diseño estándar; se pueden lograr mayores potencias mediante diseños especiales para las condiciones del vapor.

Las **turbinas de etapas múltiples** tienen dos o más expansiones por medio de grupos de toberas y, por lo general, se utilizan cuando se requiere mayor caballaje o más economía de vapor.

Cuando el vapor de descarga o escape de cualquier turbina está a la presión atmosférica o a una presión mayor, la turbina se llama **sin condensación**. Cuando el vapor escapa a presión inferior a la atmosférica, se la llama de **condensación**.

Un breve examen de la termodinámica básica relativa a las turbinas permitirá comprender mejor cómo funcionan las turbinas y cómo se deben aplicar:

Expansión del vapor en una turbina

En una turbina de una sola etapa el vapor se expande primero en una o dos toberas, con el cambio consecuente en la velocidad absoluta y en la entalpía, pero sin efectuar trabajo útil. Después, en una o dos hileras de álabes móviles el vapor mantiene su entalpía, pero sufre un considerable cambio en la velocidad y produce trabajo en el árbol.

Si se recuerda, en la termodinámica básica, la ecuación general' de la energía se puede ver lo sencilla que en realidad es la turbina de vapor:

$$\frac{z_1}{J} + \frac{v_1^2}{2gJ} + h_1 + \frac{P_1 V_1}{J} + Q = \frac{z_2}{J} + \frac{v_2^2}{2gJ} + h_2 + \frac{P_2 V_2}{J} + W \quad (1)$$

en donde: z = energía potencial, v = energía cinética del fluido, h = entalpía, PV = energía de flujo del fluido, expresada como función de su presión y volumen, Q = energía calorífica agregada, W = trabajo producido en el árbol, g = constante de la gravedad (32.2 ft/s²), y J = constante de Joule (778 ft-lb/Btu).

Se puede considerar que en una turbina de vapor las diferencias en la energía potencial y en la energía de flujo son de cero entre la entrada y la salida y que no se agrega energía calorífica. Por tanto, la ecuación (1) se reduce a:

$$\frac{v_1^2}{2gJ} + h_1 = \frac{v_2^2}{2gJ} + h_2 + W$$

Si la velocidad del vapor que entra a la turbina (no el que fluye dentro de ella en las toberas o álabes) se considera como más o menos igual a la velocidad del vapor cuando sale de la misma, lo cual tiene suficiente exactitud para seleccionarla, entonces el trabajo teórico efectuado es igual a $h_1 - h_2$, el cambio en la entalpía del vapor.

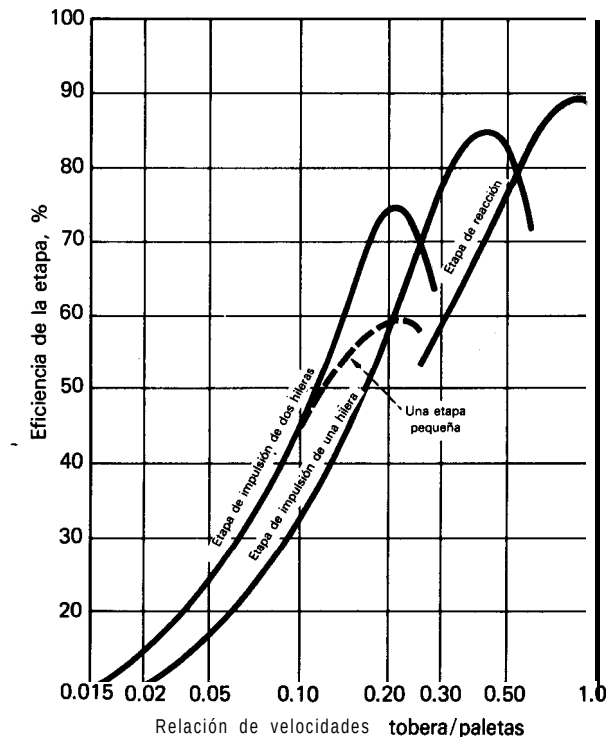


Fig. 2 La relación de velocidades altera la eficiencia

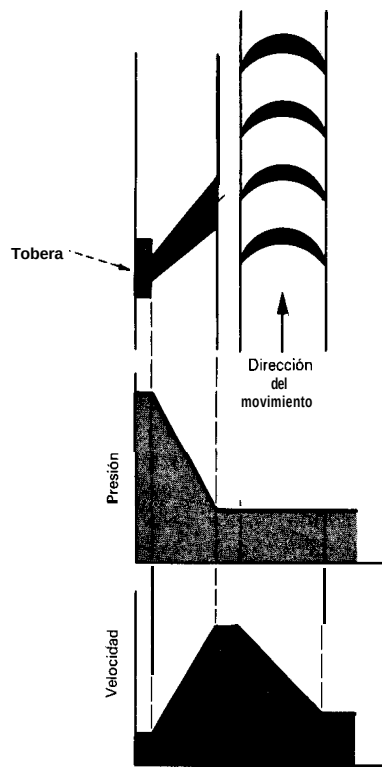


Fig. 3 Turbina de impulsión (acción) de una etapa

Si se estudia una parte de un diagrama de Mollier de vapor de agua (Fig. 1) y se encuentra el punto h_1 que corresponda a la presión, temperatura y entropía iniciales del mismo, entonces el punto de expansión teórica (isoentrópica) se indica como punto h_2 sobre una línea de entropía constante. Debido a las pérdidas por fricción y a las ineficiencias en la turbina, el vapor en realidad sale en un punto h_2' , un poco arriba y hacia la derecha del punto isoentrópico. Por ello, la eficiencia global de la turbina por etapa se define como:

$$\eta_{\text{etapa}} = \frac{h_1 - h_2'}{h_1 - h_2} \quad (2)$$

El cálculo de los consumos teóricos de vapor CTV lo hicieron Keenan y Keyes² hace años y, después, se hizo una revisión'. En estas tablas se encuentra rápido y con exactitud el CTV en lb/kWh para la mayor parte de las condiciones del vapor; o también se puede expresar la eficiencia básica de la turbina con el empleo del consumo real de vapor CRV:

$$\eta_{\text{etapa}} = \text{CTV}/\text{CRV}$$

y si se recuerda que $1 \text{ kW} = 3413 \text{ Btu/h}$:

$$\begin{aligned} \text{CTV} &= 3413 (h_1 - h_2) \text{ lb/kWh} \\ \text{CRV} &= 3413 (h_1 - h_2) \text{ lb/kWh} \end{aligned}$$

Relación de velocidades internas

Para lograr la máxima eficiencia en cada etapa de expansión dentro de una turbina, hay que optimizarla ra-

zón de la velocidad del vapor (v_j) a través de la tobera o chorro en los álabes móviles (v_b). Si la razón entre v_b/v_j es cero (es decir la turbina no gira), aunque la fuerza sobre los álabes sea máxima, hay cero trabajo en el árbol. Si la razón es 1.0, el chorro no puede llegar al álabe, y el trabajo también es cero. La velocidad en la tobera o chorro se simplifica como:

$$\frac{v_j^2}{2gJ} = h_1 - h_2 \text{ or } v_j = 223.7 \sqrt{h_1 - h_2} \quad (3)$$

La velocidad en los álabes se obtiene de la relación entre la velocidad y el diámetro de la rueda:

$$v_b = \pi dN/720 \quad (4)$$

en donde: v_b = velocidad, ft/s, d = diámetro de paso de la rueda, in, N = velocidad de rotación, rpm.

Hay muchos datos acerca de las turbinas de vapor y se ha demostrado, por ejemplo, que la máxima eficiencia en una sola etapa de impulso ocurre en el punto en el que esta razón de velocidades es más o menos de 0.4 (Fig. 2). A menudo es posible diseñar turbinas grandes de etapas múltiples que tengan razones de velocidades cercanas a las óptimas; pero, esa razón óptima no se puede lograr en turbinas más pequeñas.

Para ilustrar el grado de desviación de lo óptimo que podría haber en una turbina pequeña de una sola etapa, considérese una turbina de 150 hp que funcione a 3600 rpm con entrada de vapor saturado a 150 psig y descarga a 20 psig. Según las tablas de vapor, CTV = 28.63 lb/kWh, $Ah = 3413/28.63 = 119.2 \text{ Btu/lb}$; velocidad

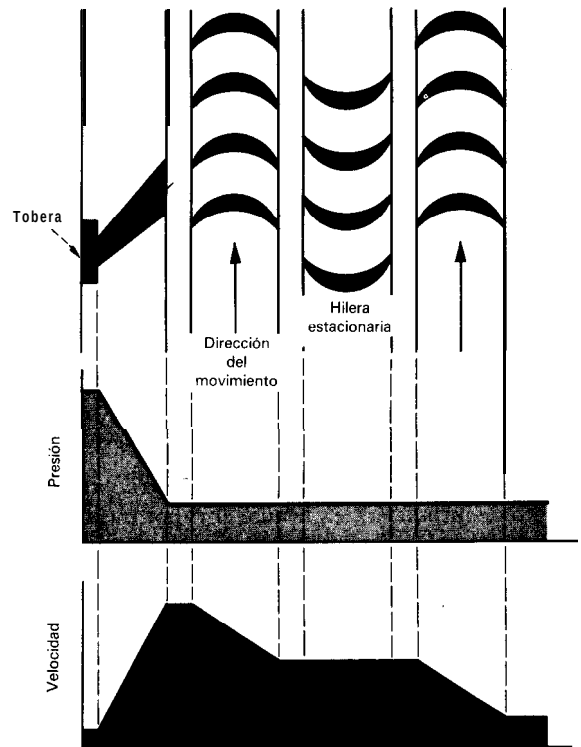


Fig. 4 Turbina de impulsión con etapa Curtis (compuesta respecto a la velocidad)

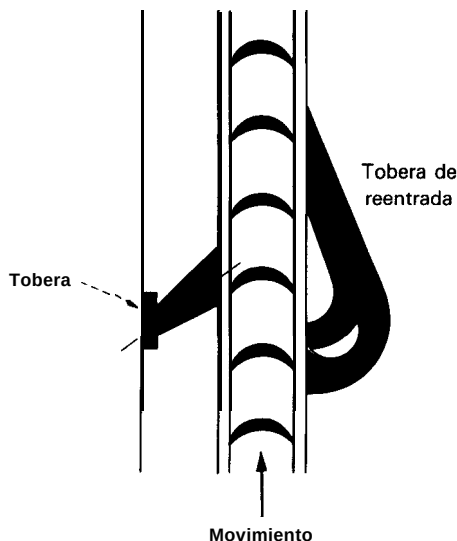


Fig. 5 Turbina de impulsión del tipo de reentrada

en la tobera, $v = 223.7 \sqrt{19.2} = 2442$ ft/s. Si se supone que la rueda tiene 16 in de diámetro, la velocidad en los álabes, $v_b = \pi d N / 720 = 251$ ft/s. Entonces la razón $v_b / v_j = 251 / 2442 = 0.103$. Pero, en la figura 2 se indica que se tiene la eficiencia óptima cuando la razón es de alrededor de 0.20.

Tipos de álabes de turbina

Los álabes de las turbinas de vapor son del tipo de impulso (de acción) o de reacción. Los álabes de impulsión están diseñados para que el vapor que pasa por ellos no tenga caída importante de presión; en los álabes de reacción se incluye, por definición, una caída de presión.

En la *turbina de impulsión sencilla* (Fig. 3) el vapor se expande en una tobera divergente y choca contra una hilera de álabes móviles, con la velocidad y perfil de caída de presión indicados. Por la dificultad para diseñar una turbina eficiente de una etapa de este tipo, se creó la *etapa Curtis*, llamada también *etapa de velocidad compuesta* (Fig. 4). En ella, el vapor pasa por una expansión, como en el tipo de impulsión, pasa por una hilera de paletas móviles y luego por una hilera de paletas estacionarias y se le cambia su dirección hacia otra hilera de paletas móviles. Esto incluso se puede repetir por una tercera hilera de paletas móviles. La velocidad se reduce a través de cada hilera de paletas móviles y es posible lograr mejor eficiencia en estas turbinas.

La *rueda del tipo de reentrada* (Fig. 5) es otra variante del principio de impulsión, en la cual el vapor pasa en sentido radial desde la tobera hacia la rueda y sigue una trayectoria helicoidal en las paletas o álabes. Cuando el vapor sale del primer álabe, entra a una cámara inversora que está encima de la rueda, la cual cambia la dirección del vapor hacia el siguiente álabe. Esto puede ocurrir tres o cuatro veces antes de que la velocidad se reduzca a su valor de salida. Puede haber varias toberas espaciadas alrededor de la rueda para obtener flujos más grandes. Este tipo de rueda sólo se utiliza en turbinas relativamente pequeñas de una etapa.

Todas las turbinas más grandes, más eficientes, son de etapas múltiples y utilizan más de una expansión del vapor. El sistema más común en Estados Unidos es el de rueda de impulsión aplicada en serie con cuantos grupos de toberas estacionarias y de ruedas giratorias se necesiten para lograr una eficiencia aceptable (Fig. 6). Se le llama *graduación Rateau* o de *graduación compuesta respecto a la presión*, y cada etapa está diseñada para una óptima caída en la presión (o en la entalpía) con el fin de obtener un óptimo rendimiento. En algunas turbinas de etapas múltiples se utiliza una etapa Curtis para la primera expansión, seguida por el número óptimo de etapas Rateau. En otras sólo se utilizan etapas Rateau; esto depende del tamaño de la turbina y las condiciones del vapor.

En las *turbinas de reacción* se utiliza otro tipo de álabes (Fig. 7). El vapor se expande en forma alternada en hileras de paletas estacionarias y rotatorias, con una caída de presión en cada grupo. Como el vapor tiene expansión continua, las hileras alternadas deben tener holguras muy pequeñas, que pueden ocasionar problemas a las velocidades más altas. Este tipo de turbina también requiere mayor número de etapas que las de tipos Rateau o Curtis a fin de lograr la expansión óptima del vapor.

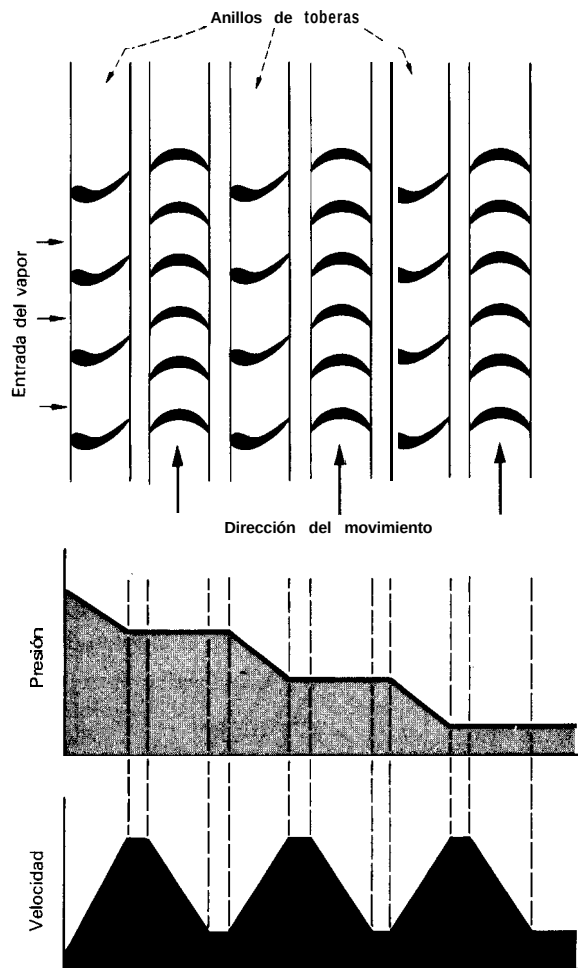


Fig. 6 Turbina de impulsión con tres etapas Rateau

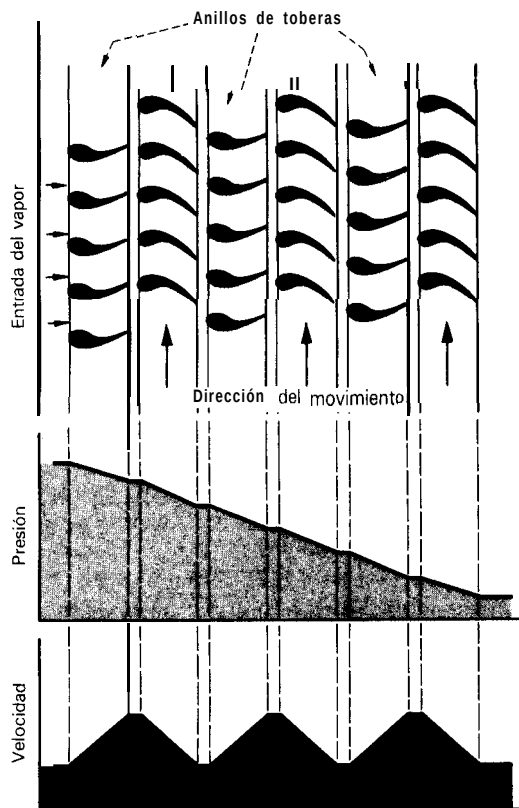


Fig. 7 Elementos de la turbina de reacción

Se han construido turbinas con etapas de impulsión y de reacción empleando una etapa Curtis seguida por etapas de reacción.

Cuando se especifica una turbina de etapas múltiples, se suele dejar la elección del tipo o combinación de tipos de álabes al experto diseñador de turbinas.

Turbinas de una etapa

Se utilizan en aplicaciones de bajo caballaje, como bombas, ventiladores, sopladores y compresores pequeños. En ocasiones una turbina pequeña de una etapa se puede emplear con un generador eléctrico también pequeño.

Estas turbinas pueden ser de condensación, pero la casi totalidad son sin condensación. Para la mayor parte de las de una etapa, los fabricantes ofrecen tamaños estándar para el conjunto, incluyendo carcasa, diámetro de paso de la rueda, paletas, árboles, cojinetes y tamaños de entrada y salida (Tabla 1).

Componentes

Las carcasa suelen estar divididas horizontalmente en la línea de centros del árbol, lo cual permite desmontar la mitad superior de la misma y sacar el rotor completo sin desconectar las tuberías para vapor. En los tamaños más pequeños, a veces se utilizan carcasa divididas en sentido vertical. En la Norma API 611 para turbinas de

Tabla 1 Tamaños estándar de componentes

Carcasa No.	Diámetro de paso de la rueda, in	Tamaños de árboles, in	Tamaños de brida de entrada, in	Tamaños de brida de escape, in
(Tipo Curtis)				
1C	14	1 7/8, 2	3.4	6
2c	16, 18, 19	2, 2 1/8	3, 4	6, 8
3c	20, 22	2.2 1/2, 3	3, 4, 6	8, 10
4c	24, 26	2, 2 1/2, 3	3.4, 6, 8	8, 10, 12
5C	28	2 1/2, 2 5/8, 3	3, 4, 6, 8	12
(Tipo de reentrada)				
2R	18	2	2.4	4, 6
4R	24	2	3, 4	6, 8

uso general se especifica que la carcasa dividida en sentido vertical se puede utilizar hasta para 100 hp. Algunos fabricantes ofrecen también turbinas con árbol vertical, en unos cuantos tamaños; a veces son útiles para la propulsión de bombas verticales.

Las toberas (boquillas) son de varios tamaños estandarizados, y el flujo de vapor requerido se hace pasar por todas las toberas de este tipo que sean necesarias. Suelen estar en la mitad inferior de la carcasa, como aberturas múltiples en un anillo semicircular, o bien, como toberas individuales, separadas en la periferia de la carcasa.

Casi todas las turbinas de una etapa tienen la cámara o caja de vapor diseñada para permitir el control externo de una o más toberas mediante válvulas manuales, 10 que permite cerrar algunas toberas cuando la turbina tiene carga parcial o con condiciones alternas de vapor, para tener mejor rendimiento. Considérese, por ejemplo, que se necesitan 13 toberas para el paso del flujo total de vapor requerido para el caballaje nominal. Si a una de estas toberas se le coloca una válvula manual, el flujo óptimo podría ser 12/13 del nominal, con lo cual se tendría buen consumo de vapor con alrededor del 92 % del caballaje nominal. Se podrían colocar válvulas manuales en otras dos toberas, con lo cual, al cerrar ambas válvulas, entraría el vapor en 10 de las 13 toberas y se tendría el rendimiento deseado con alrededor de 77% de carga.

Los árboles y los cojinetes también se encuentran estandarizados por los fabricantes. Sin embargo, se pueden obtener árboles de sobremedida o especiales cuando se desea aumentar el caballaje que se puede transmitir a una velocidad dada.

Excepto en las turbinas horizontales muy pequeñas, se utilizan cojinetes de manguito o chumaceras. Los cojinetes de bolas (rodamientos) se emplean en algunas turbinas pequeñas de una etapa o como cojinetes de empuje en algunas, y siempre se emplean en las turbinas de árbol vertical y una etapa. Las chumaceras convencionales con lubricación por anillo o por rocío de aceite han resultado satisfactorias en turbinas de una etapa, excepto a velocidades mayores de 6 000 rpm, para las cuales se pueden utilizar cojinetes de asiento esférico o de cuerpo basculante. Se utiliza un cojinete de bolas o un collar de empuje, excepto en las turbinas más grandes de alta velocidad, en las que se puede requerir un

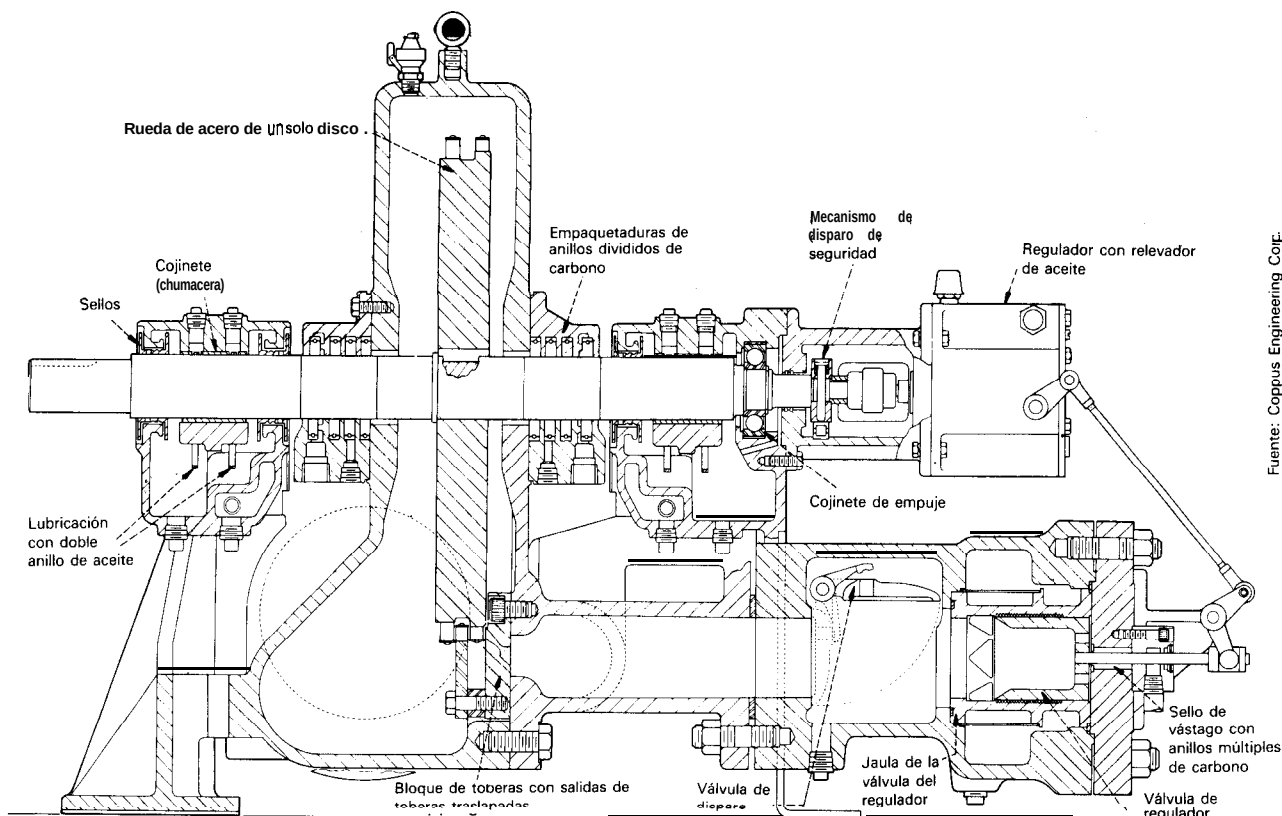


Fig. 8 Vista seccional de una turbina de una etapa tipo Curtis

cojinete de empuje tipo Kingsbury; si se emplea este cojinete o si la turbina funciona con desusuales presiones o temperaturas de entrada muy altas, o acoplada con un reductor o aumentador de velocidad con engranes, es obligatorio un sistema de lubricación forzada.

Las ruedas y los álabes casi siempre son de acero forjado. Las ruedas se montan en el árbol (no son integrales excepto en diseños especiales de una etapa) y los álabes se montan en la periferia de la rueda, en ranuras circulares fresadas. La raíz de los álabes puede ser del tipo en forma de "T" o de rama de abeto. El borde del álabe suele adaptarse con una banda en secciones en torno a la rueda, y las paletas o álabes se recalcan en su lugar para servir de soporte. Las paletas suelen ser de acero al cromo 11-13 o inoxidable. La turbina del tipo de re-entrada tiene rueda con los álabes maquinados en ella, y su aspecto es diferente al de la rueda Curtis de impulsión sencilla (Fig. 8).

Para evitar fugas excesivas de vapor en donde el árbol sale de la carcasa, hay en ésta prensaestopas o empaquetaduras. En casi todas las turbinas de una etapa se utilizan anillos de empaquetadura segmentados, hechos de carbono. En las turbinas de alta velocidad se emplean sellos de laberinto en vez de anillos de carbono. Las fugas controladas en cualquiera de los tipos se obtienen mediante conexiones de casquillo en el prensaestopas para que el escape de vapor a la atmósfera sea mínimo. Como la rueda sólo está sometida a la presión de escape, pues el vapor ya se ha expandido en las toberas, el cas-

quillo de la empaquetadura sólo necesita sellar contra la presión de escape, y esa presión determinará el número de anillos que se utilicen.

La cubierta de la válvula del regulador aloja la válvula de entrada de vapor, llamada a veces válvula del regulador porque la controla el regulador de la turbina. En las turbinas de una etapa se utiliza una sola válvula para regular el flujo de vapor a la cámara de vapor y a las toberas. Además, se utiliza una válvula separada de paro por sobrevelocidad en el conducto de entrada del vapor, que se acciona por el brazo de palanca del árbol, para cerrar el conducto y detener la turbina en caso de falla de la válvula principal del regulador o de su eslabonamiento.

Los materiales para las piezas de la entrada del vapor, o sean la cubierta de la válvula del regulador y la cámara de vapor, son de hierro fundido para presiones hasta de 250 psig y temperaturas de unos 500°F, o de fundición de acero al carbono para presiones o temperaturas más altas. La mayor parte de los diseños estándar de una etapa están limitados para vapor a 600 psig y 750°F; sin embargo, se cuenta con modificaciones especiales para condiciones más severas en el vapor.

Las carcasas para alta contrapresión son estándar y se utilizan para presiones de escape superiores a 75 o 100 psig. Se hacen con fundición de acero al carbono y en su tipo estándar pueden ser adecuadas para presiones de descarga hasta de 325 psig. Las carcasas normales para baja presión se hacen de hierro fundido.

Reguladores para turbinas de vapor

Como motores primarios, todas las turbinas de vapor deben tener algún sistema para regular su funcionamiento en respuesta a la carga aplicada. El regulador de velocidad más sencillo se llama *regulador mecánico*. Funciona con el principio fundamental de un resorte con contrapesos que se mueven hacia dentro o hacia afuera conforme aumenta o se reduce la velocidad. Esto hace que se mueva un vástago que, a su vez, está conectado por un eslabonamiento con la válvula del regulador (válvula de entrada del vapor) y hacen que se abra o se cierre. Este regulador tiene la ventaja de la sencillez, pero es relativamente poco preciso y sólo se ha utilizado en turbinas de bajo caballaje, de baja y mediana velocidad, con vapor a presiones baja y mediana.

Hay *reguladores de acción directa con bomba de aceite*, en los que se utiliza presión de aceite suministrada por una bomba impulsada por el árbol, para abrir y cerrar la válvula del regulador a través de un eslabonamiento adecuado. Este tipo de regulador no se utiliza mucho en la actualidad por su falta de exactitud provocada por cambios en la temperatura y viscosidad del aceite, y porque la regulación de velocidad no es mejor que la de los de tipo mecánico o sencillo de relevador de aceite.

De hecho, los *reguladores con relevador de aceite* se están convirtiendo con rapidez en el único tipo que debe usarse, porque son muy exactos. Las desventajas del tipo de bomba de aceite de acción directa se eliminan con un sistema más compacto, en el cual los cambios en la temperatura del aceite son mínimos y los flujos del mismo son muy pequeños. Al principio, el tipo con relevador de aceite sólo se utilizaba en las turbinas más grandes, con un alto costo adicional, cuando las cargas elevadas o las altas velocidades o las condiciones más severas en el vapor hacían obligatorio su empleo. En la actualidad una versión más sencilla de este regulador combina muchas de las ventajas, pero sin el alto costo que tenía en un principio y se puede utilizar incluso en las turbinas más pequeñas. Algunos fabricantes de turbinas han construido sus propios reguladores; pero en Estados Unidos, para la mayor parte de las aplicaciones, los fabricantes utilizan los que producen empresas especializadas.

Clasificaciones de los reguladores de turbinas de vapor

The National Electrical Manufacturers Assn. (NEMA) ha clasificado los reguladores de turbinas de vapor de acuerdo con la capacidad de cada tipo, y estas clasificaciones, detalladas en la tabla II, son de aceptación general en la industria, como estándares.

La *regulación de velocidad en estado estable* se define como el cambio en la velocidad sostenida cuando se hace variar la salida de potencia de la turbina en forma gradual desde la nominal hasta cero, en las siguientes condiciones: 1) las condiciones del vapor se establecen en valores nominales y se mantienen constantes; 2) se ajusta el mecanismo variador de velocidad para dar la velocidad nominal con la salida de potencia nominal; 3) se

interrumpe el funcionamiento de cualquier control externo y se lo bloquea en posición abierta, para que no presente restricción al paso del vapor a la válvula controlada por el regulador:

Porcentaje de regulación de velocidad en estado estable

$$\frac{\left(\text{rpm con salida cero} \right) - \left(\text{rpm con salida nominal} \right)}{\text{rpm con salida nominal}} \times 100 \quad (5)$$

La *variación de velocidad* expresada como porcentaje de la velocidad nominal, es el cambio total en la magnitud de la velocidad respecto del ajuste de la misma, definida como la diferencia en la variación de velocidad cuando actúa el regulador contra la situación en la que no está funcionando, con condiciones constantes en el vapor:

Porcentaje de variación en la velocidad =

$$\frac{\left(\text{cambio en rpm arriba de la velocidad ajustada} \right) + \left(\text{cambio en rpm abajo de la velocidad ajustada} \right)}{2 \frac{1}{3} \text{ velocidad nominal}} \times 100 \quad (6)$$

El *aumento máximo en la velocidad*, expresado como porcentaje de la velocidad nominal, es el aumento máximo momentáneo de la misma que se obtiene cuando la turbina produce la salida de potencia nominal a la velocidad nominal y la carga se reduce a cero, en forma repentina y completa.

Porcentaje de aumento máximo de velocidad =

$$\frac{\left(\text{velocidad máxima con salida de potencia} \right) - \left(\text{velocidad nominal} \right)}{\text{velocidad nominal}} \times 100 \quad (7)$$

El regulador mecánico, el de relevador de aceite y el de bomba de aceite de acción directa son NEMA Clase A. Los de relevador de aceite también se pueden fabricar para la Clase B, pero los tamaños más grandes suelen ser Clase C o D, y la que predomina en la actualidad es la Clase D. Para obtener información más detallada de los reguladores de velocidad para turbinas de vapor, consúltense las referencias bibliográficas 4, 5, 6 y 7.

En las turbinas de una etapa se suele incluir un *cambiador manual de velocidad* que permite el ajuste manual de la velocidad de alrededor del 20 % en total. Si se necesita ajuste automático de la velocidad en un regulador mecánico, de relevador de aceite o de bomba de aceite, se puede agregar al eslabonamiento del regulador el mecanismo de una válvula de control de presión a fin de controlar la válvula del regulador con una señal de presión. El ajuste automático en los reguladores NEMA Clase D, de relevador de aceite se logra generalmente con un componente electrónico o neumático en el conjunto del regulador.

Turbinas de etapas múltiples

Cuando el caballaje requerido es muy grande para una turbina de una sola etapa o si las condiciones del vapor requieren más de una expansión para tener buena eficiencia, se utiliza la turbina de etapas múltiples. Todos los fabricantes tienen diseños estándar; para aplicaciones especiales de altas velocidad y potencia, las turbinas se suelen construir sobre pedido, con componentes como álabes, ruedas y cámaras de vapor estándar. El número de etapas de expansión, número y tipos de ruedas (Curtis, Rateau y de reacción), los diámetros de las ruedas, el tamaño de las paletas, la configuración de la carcasa de escape y otras características similares, los selecciona el diseñador para cada aplicación especial, sobre la base de las condiciones reales del vapor, carga y velocidad.

Tabla II Clasificaciones NEMA para reguladores de turbinas de vapor

Clase NEMA	% de regulación máxima de velocidad de estado estacionario	% de variación máxima en la velocidad	% de aumento de velocidad
A	10	0.75	13
B	6	0.50	7
C	4	0.25	7
D	0.50	0.25	7

Las turbinas de válvula sencilla y etapas múltiples son las más comunes en los tamaños estandarizados pequeños. Tienen una válvula de entrada de vapor de 3 a 8 in y a veces mayor para bajas presiones. Pueden ser del tipo con condensación o sin ella, según lo requieran las condiciones del vapor.

Las turbinas de válvulas múltiples y etapas múltiples son de tamaños grandes. No se pueden establecer límites de caballaje o velocidad para determinar cuándo se debe utilizar esta turbina. Las condiciones del vapor, carga, velocidad, exactitud del control y necesidad alta de eficiencia se deben sopesar contra un mayor costo inicial en aplicaciones límite. Como regla general, se deben considerar las turbinas de válvulas múltiples cuando el cálculo preliminar del flujo de vapor en determinadas condiciones de éste y de carga indica que se debe utilizar una válvula sencilla de más de 8 in o que la carga es mayor de 5 000 hp.

Las turbinas de extracción pueden ser de tipo automático, controlado o sin controlar. Se extrae el vapor a una presión intermedia, de acuerdo con el de balance de vapor de las plantas o necesidades del proceso. El resto del vapor pasa por el resto de la turbina hasta un escape con condensación o sin ella. El tipo de extracción controlada tiene un segundo grupo de válvulas de control del regulador, que se abren y cierran para dejar entrar vapor al resto de la turbina después de que se ha extraído una cantidad fija del mismo. El tipo no controlado tiene una abertura en la carcasa, en el punto de presión correcto determinado sobre la base de las condiciones a plena carga, pero la cantidad extraída es variable en proporción a la carga o al flujo total de vapor en la turbina.

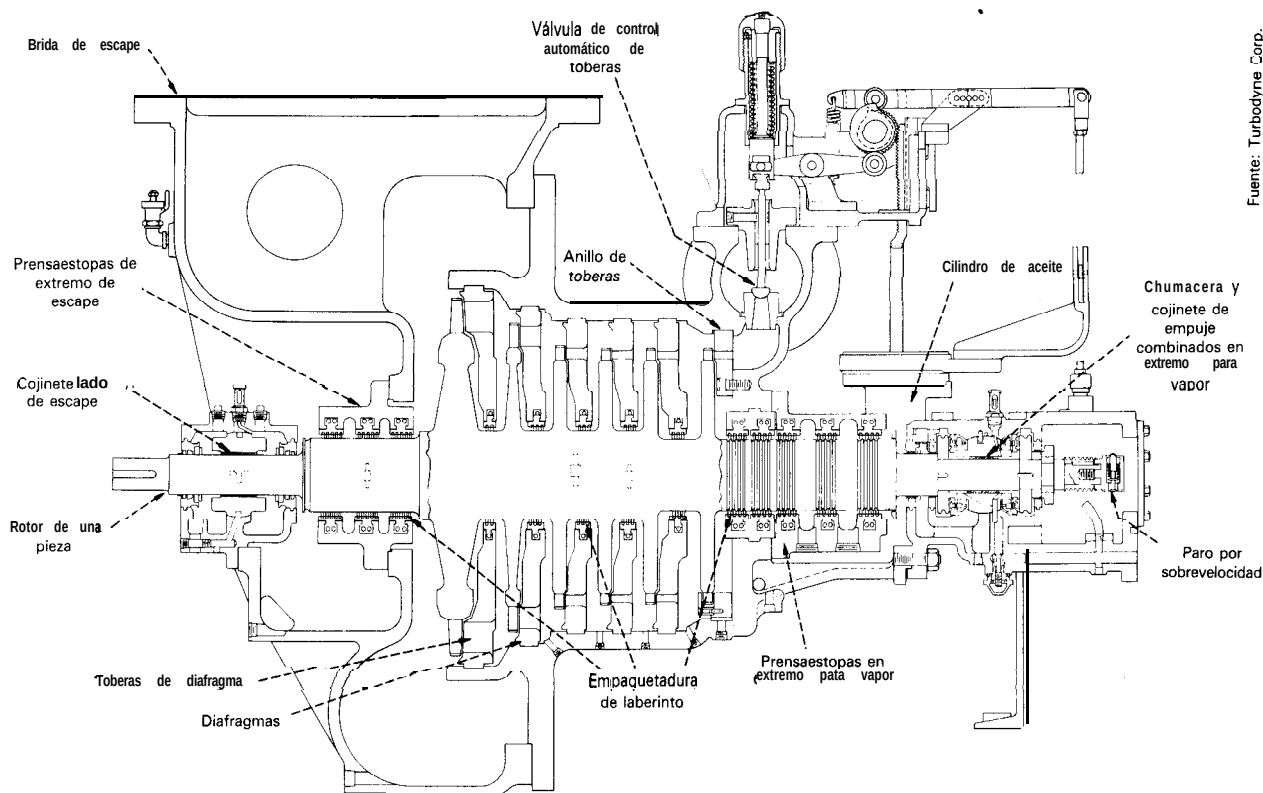


Fig. 9 Vista seccional de una turbina de etapas múltiples

Ambos tipos se encuentran con extracción sencilla o doble; en esta última el vapor se extrae a dos presiones diferentes.

Las turbinas *depresión mixta* o de extracción-admisión son similares a las de extracción controlada. No obstante, permiten no sólo la extracción del vapor a una presión intermedia, sino también la admisión a otra presión proveniente de las cargas del proceso, para lograr una vez más el balance deseado de vapor.

Componentes

La entrada de vapor en las turbinas de válvula sencilla y etapas múltiples es la misma que en las de una etapa. Puede hallarse en tamaños más grandes que en las de una etapa, según sean las condiciones del vapor. En las entradas con válvulas múltiples, la cámara de vapor tiene dos o más válvulas de entrada con un solo asiento, conectadas con un mecanismo de palanca o de leva que

las abre por orden en respuesta al aumento en la carga. Este tipo de control, llamado a veces *control automático de toberas*, permite máxima economía de vapor con carga reducida y se utiliza en todas las turbinas grandes, sin que importe su aplicación.

Se utiliza una *válvula de disparo* y estrangulación en las turbinas grandes de válvula sencilla y válvulas múltiples. Tiene doble finalidad: primera, permitir la estrangulación manual del vapor para el arranque y aceleración de la turbina hasta su velocidad de régimen y, segunda, actuar como válvula de cierre rápido cuando se dispara en forma manual o automática mediante mecanismos de sobrevelocidad o de paro de control remoto.

En las turbinas más pequeñas, de válvulas múltiples, la cámara de vapor suele estar en la parte superior de la carcasa. En las más grandes, en donde se necesitan toberas en toda la periferia de la carcasa, habrá conductos de fundición para dirigir el vapor según se requiera.

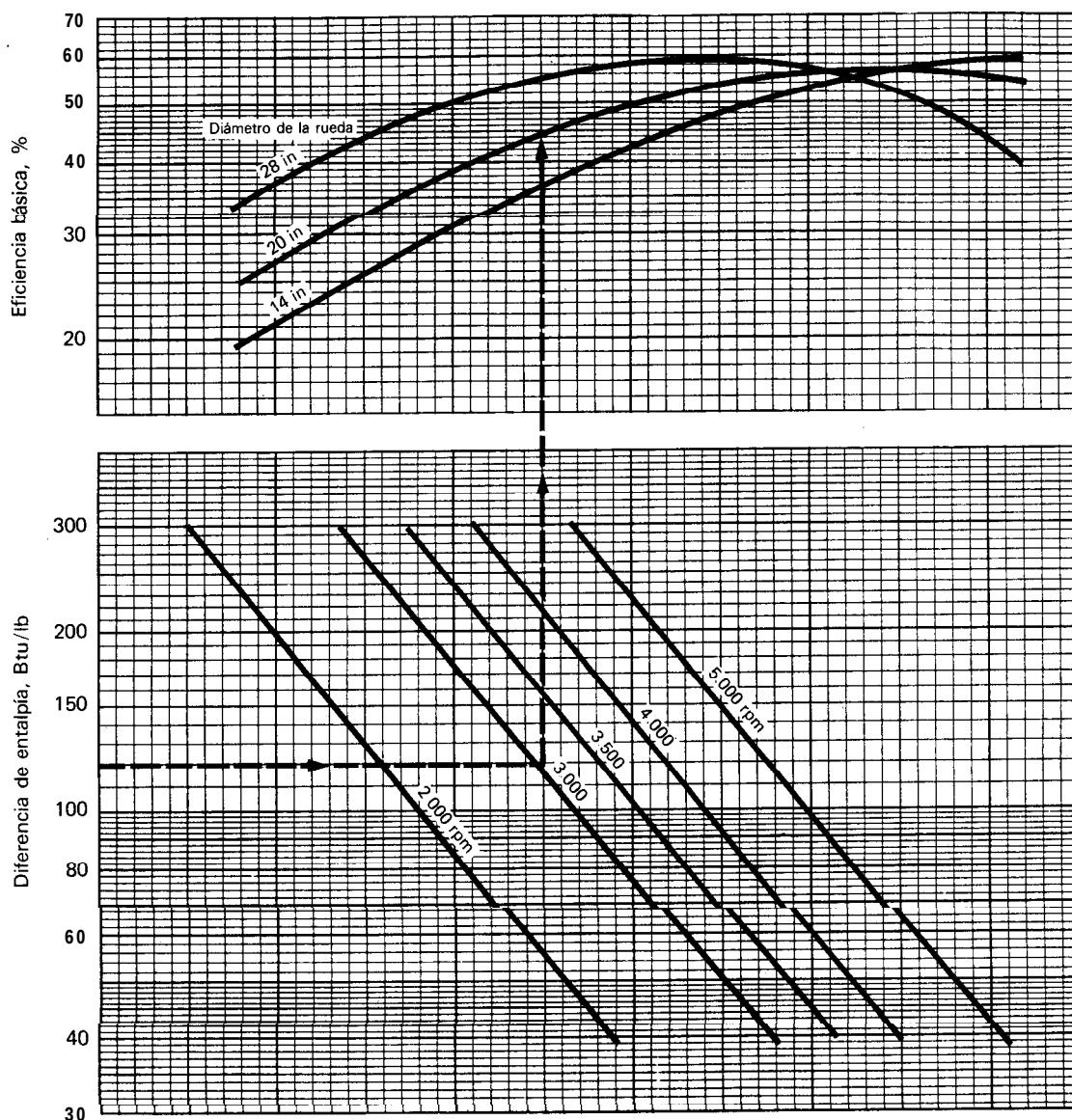


Fig. 10 El nomograma indica la eficiencia básica de las turbinas de una etapa

Los anillos de tobera, por lo general, serán del tipo con paletas. Las ruedas y paletas serán, en teoría, similares a las de las turbinas de una etapa, pero pueden ser mucho más grandes y de una variedad de tamaños en la misma turbina, según sean las condiciones del vapor. Para una aplicación de alta presión, la altura de las paletas en la primera etapa puede ser menor de 1 in; luego, pueden aumentar las alturas en etapas sucesivas y llegar a ser hasta de 3 ft en algunas aplicaciones con condensación.

Los materiales para la cámara de vapor, las piezas en la entrada, las piezas intermedias y las carcasas de escape se seleccionan según las condiciones del vapor. Se puede utilizar hierro fundido para bajas presiones y fundición de acero al carbono para temperaturas de entrada hasta de 750°F; para temperaturas más altas se emplean ruedas de aceros fundidos de aleación que contengan elementos como cromo y molibdeno. En las turbinas más grandes, la carcasa tiene varias secciones para poder utilizar diferentes materiales, desde los resistentes a altas temperaturas, en el extremo delantero, hasta hierro fundido o acero fabricado, en el extremo de salida.

Los *rotores de turbina* pueden ser del ensamblado o de una sola pieza. En los rotores ensamblados cada rueda se instala mediante ajuste por contracción y se fija con cuñas sobre el árbol; este tipo tiene limitaciones de velocidad de operación. Por lo general, para velocidades mayores de 8 000 rpm se necesita rotor de una pieza, en el cual se maquinan las ruedas y el árbol a partir de una pieza maciza de forja, con lo cual no hay necesidad de ajuste por contracción y colocación de cuñas. En la figura 9 se ilustra un rotor de una pieza para una turbina de etapas múltiples.

Los anillos de empaquetadura de carbono, similares a los empleados en turbinas de una etapa, se pueden utilizar para las velocidades más bajas y con árboles de tamaño pequeño a mediano; para mayores valores, se emplean sellos de laberinto. Las ranuras de laberinto estacionario en los casquillos del prensaestopas y las ranuras giratorias en el árbol, forman un conducto reducido por el cual debe pasar el vapor antes de escapar a la atmósfera y reducen la presión según se requiera. En turbinas sin condensación a veces se utiliza un condensador en el casquillo para condensar el vapor que escapa de él. En las turbinas con condensación se utiliza sello de vapor en el lado de escape para impedir la entrada de aire a la turbina y también se necesitan condensadores en el casquillo del prensaestopas para condensar el vapor de sello.

Los *cojinetes* son siempre del tipo de manguito o chumacera y por lo general con lubricación a presión, excepto en los tamaños muy pequeños. Se utilizan chumaceras lisas o, para altas velocidades, las de cuerpos oscilantes. Los cojinetes de empuje suelen ser tipo Kingsbury con caras múltiples de empuje que actúan en uno o ambos sentidos. El sistema de lubricación a presión en las turbinas grandes es similar al que se necesita en un compresor centrífugo, y suele estar combinado con el sistema de aceite del compresor. Se debe prestar especial atención a la posibilidad de fugas de vapor o de

agua que por las empaquetaduras hacia el lubricante. De hecho, para evitar esa posibilidad, algunos usuarios ' especifican un sistema de lubricación separado para la turbina.

Los reguladores para estas turbinas son de los mismos tipos y clasificaciones NEMA ya descritos casi sin excepción, son del tipo con relevador de aceite Clases NEMA C o D.

Hay que hacer una cuidadosa evaluación de cada aplicación de turbina de etapas múltiples cuando se preparan las especificaciones, para determinar el mejor tipo y, luego, durante la evaluación de las propuestas, comprobar que se ha escogido la turbina adecuada. No basta comparar las unidades motrices de turbina sobre la base del precio y del consumo de vapor; también hay que comparar analíticamente cada componente antes de hacer la elección.

Estimación preliminar de los consumos de vapor

A menudo, puede ser conveniente que el ingeniero haga una estimación preliminar del tamaño y el consumo de vapor de la turbina. Aunque el fabricante debe dar los valores más exactos, con base en el diseño específico y los resultados de las pruebas de la turbina, se pueden hacer estimaciones preliminares con la información que aparece en las figuras 10 hasta la 20. Estas gráficas permiten una selección preliminar de cualquier tamaño de turbina.

Procedimiento para turbinas de una etapa

En la figura 10 se utiliza la relación apropiada de la velocidad tobera/paleta para turbinas pequeñas de una etapa (Fig. 2) y se obtiene un intervalo general de eficiencias esperadas, con base en la diferencia en la entalpía del vapor. Luego se hacen correcciones para supercalentamiento (Fig. 11) y pérdidas por la acción del viento (Fig. 12). Los caudales de vapor en las bridas de entrada y salida se verifican con el empleo de las figuras 13 y 14, que están basadas en una velocidad máxima de 150 ft/s en la brida de entrada y de 250 ft/a para aplicaciones sin condensación y de 350 ft/s en las de condensación, en la de salida. Los límites aproximados de caballaje en el árbol se presentan en la figura 15. (Es probable que los consumos reales de vapor indicados por los fabricantes sean algo mayores que los calculados con estas gráficas.)

Para ilustrar el uso de estas gráficas, se evaluará la propuesta de una turbina de 400 hp, que trabaja a 3 570 rpm, con vapor de entrada a 600 psig y 600°F (sobre calentamiento de 11.2°F) y escape a 65 psig.

1. Para las condiciones dadas del vapor, léase el consumo teórico en las tablas o en un diagrama de Mollier:

$$CTV = 19.0 \text{ lb/kWh}$$

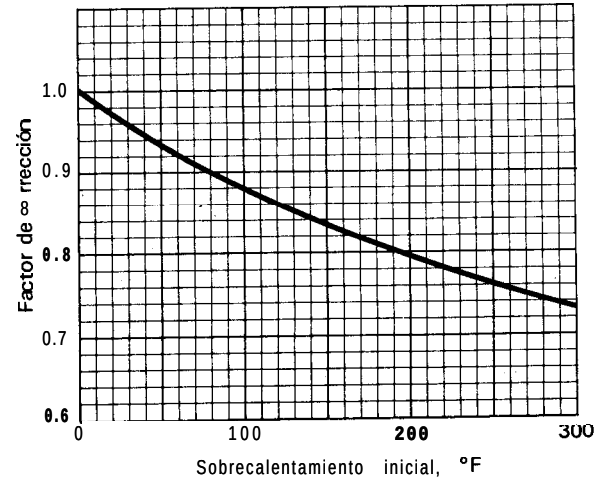
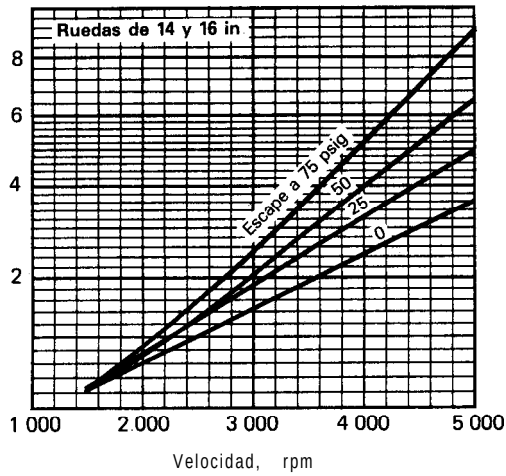


Fig. II Corrección por sobrecalentamiento para turbinas de una etapa

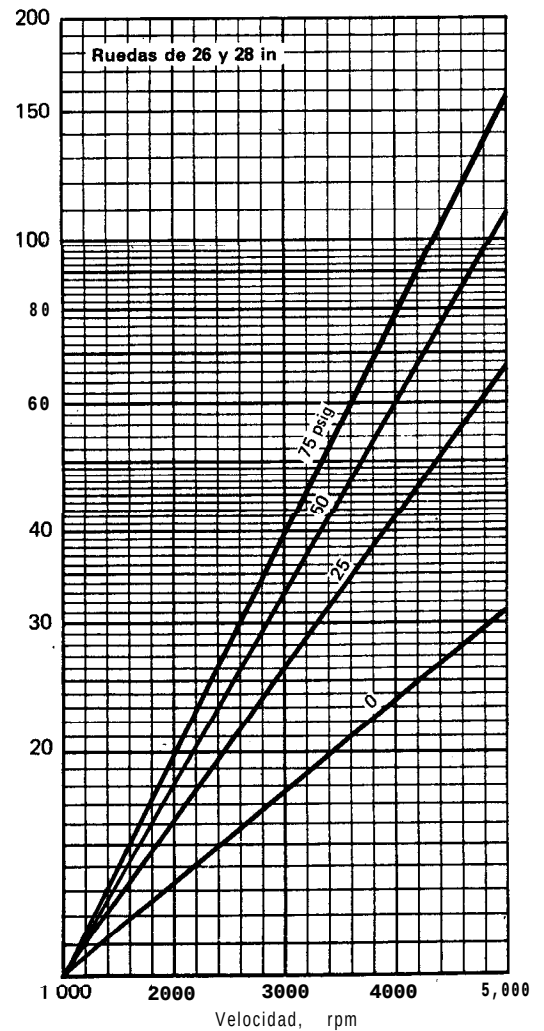
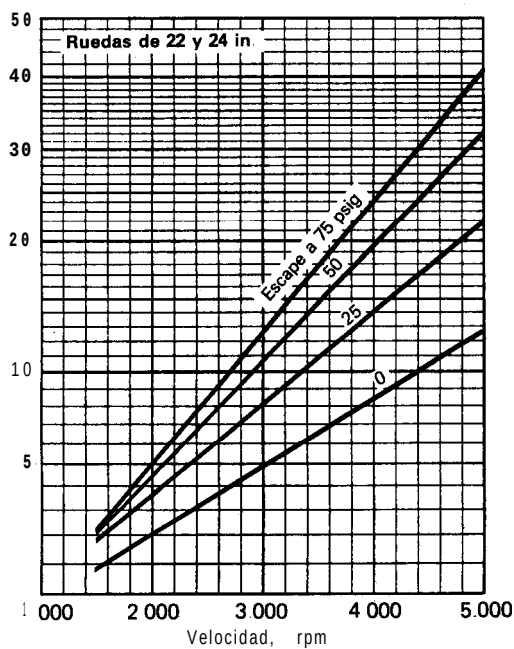
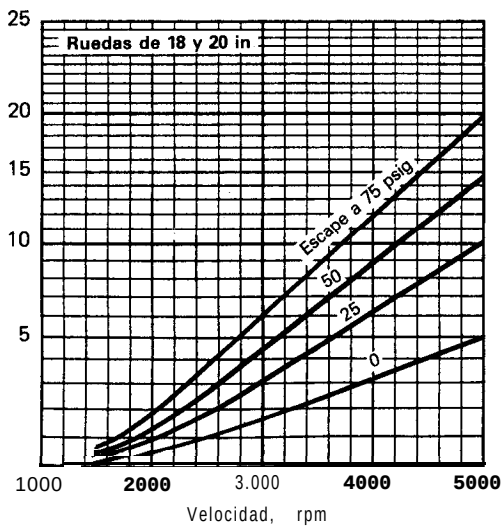


Fig. 12 Pérdidas por acción del viento en turbinas de una etapa

2. Calcúlese la diferencia de entalpía:

$$Ah = 3\,413/CTV = 179.6 \text{ Btu/lb}$$

3. Selecciónese la carcasa con la tabla 1. En este caso, se escogerá la carcasa 3C.

4. Encuéntrase la eficiencia básica con la figura 10:

$$\eta_{\text{básica}} = 43\% \text{ para una rueda de 22 in}$$

5. Determinése la corrección por sobrecalentamiento con la figura 11 :

$$\text{corrección} = 0.87$$

6. Determinése la pérdida por acción del viento con la figura 12:

pérdida = 18 para una rueda de 22 in

7. Calcúlese el consumo real de vapor:

$$CRV = \frac{CTV \times 0.746}{\eta_{\text{básica}}} \times \text{corrección por sobrecalentamiento} \times \text{carga} + \text{pérdida por viento carga}$$

$$= \frac{(19.0)(0.746)}{0.43} \times 0.87 \times \frac{400 + 18}{400}$$

$$= 30 \text{ lb/(hp)(h)}$$

8. Encuéntrase el flujo de vapor a plena carga:

$$\begin{aligned} \text{Flujo con plena carga} &= CRV \times \text{carga} \\ &= 30 \times 400 = 12\,000 \text{ lb/h} \end{aligned}$$

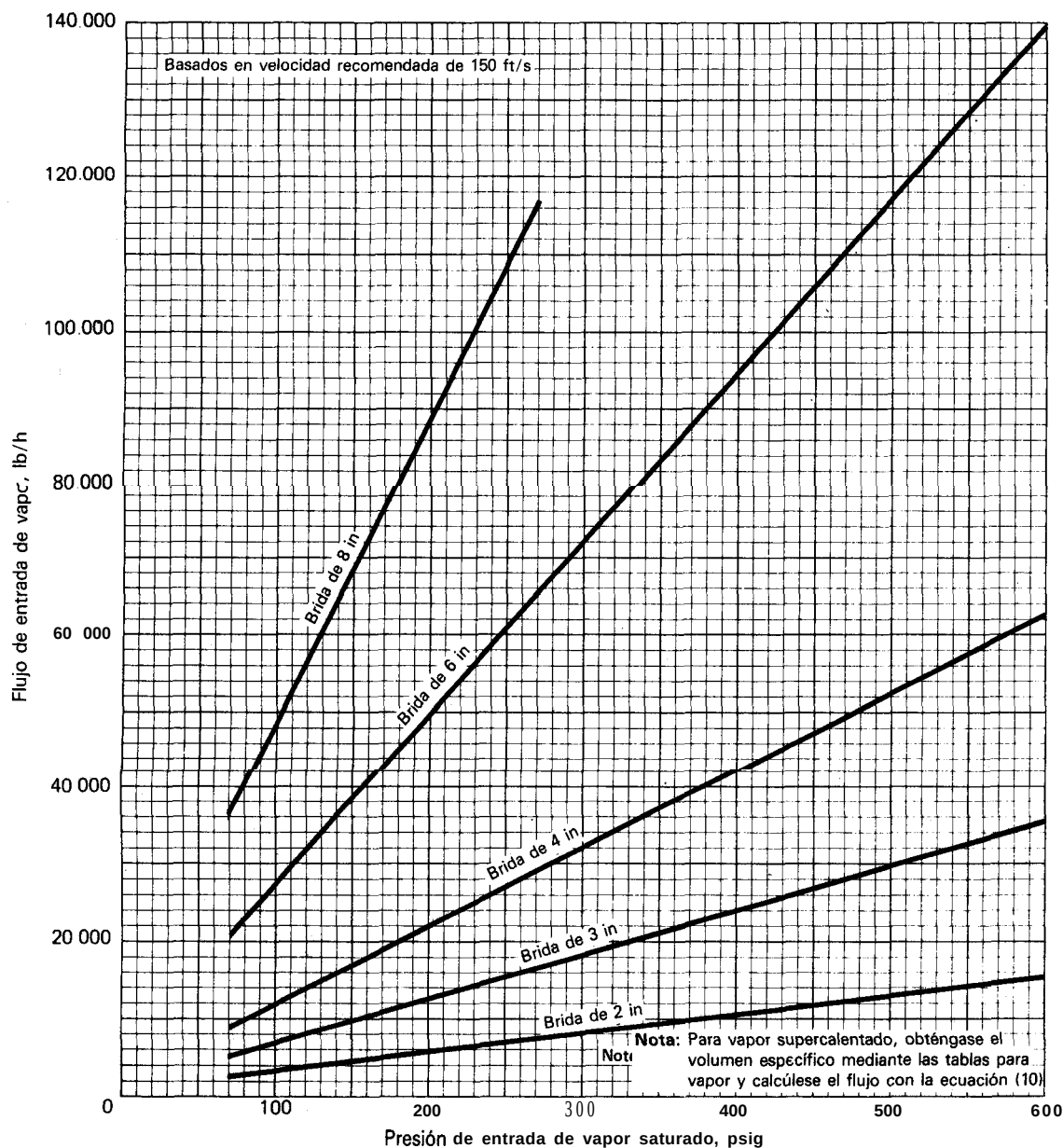


Fig. 13 Límites de flujo de entrada para turbinas de una etapa

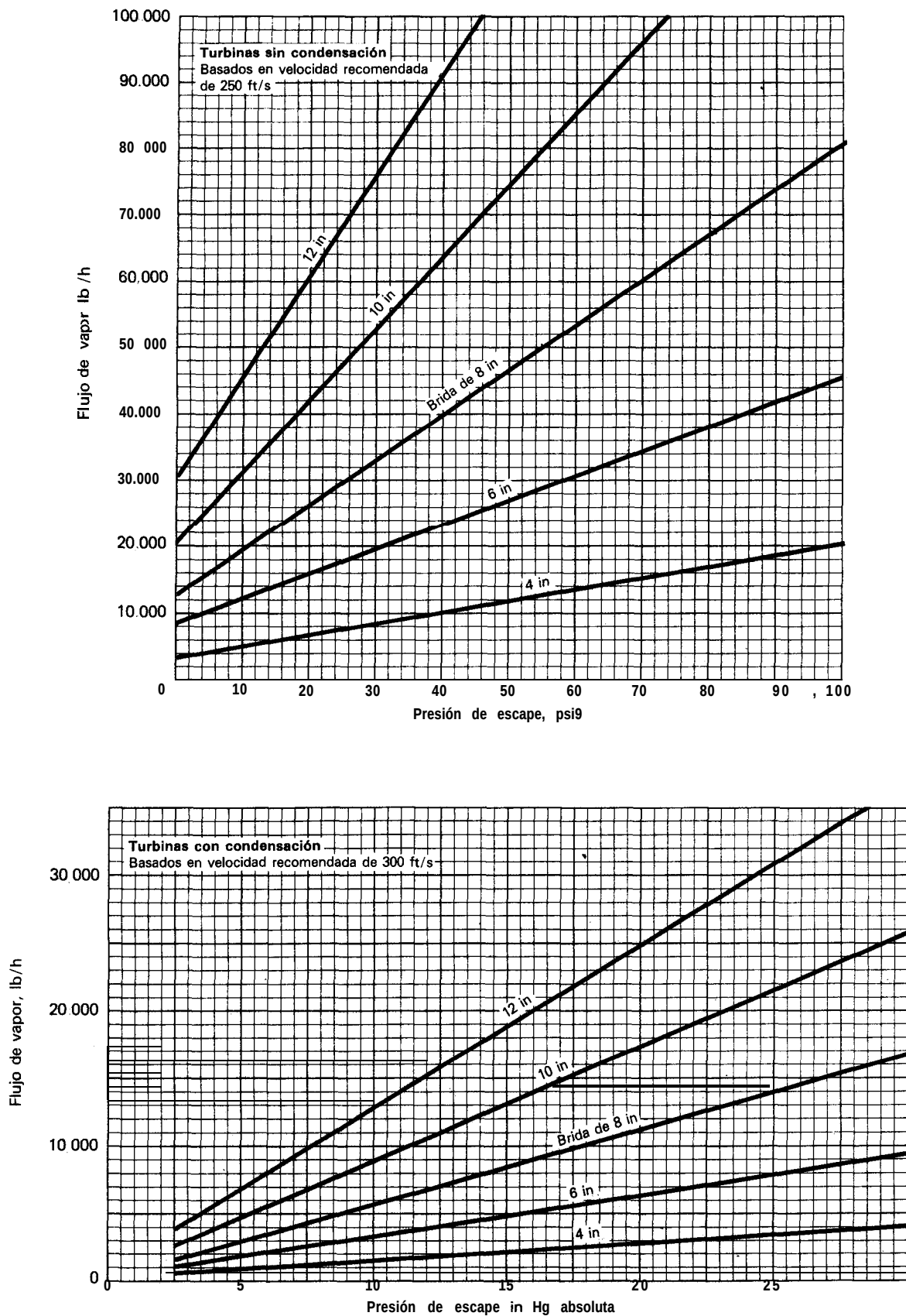


Fig. 14 Límites de flujo de escape para turbinas de una etapa

9. Compruébense los límites de entrada, escape y caballaje en el árbol. La brida de entrada de 3 in disponible para la carcasa 3C (Fig. 13) puede manejar 35 000 lb/h y, por consiguiente, es aceptable. De manera semejante, la brida de escape de 8 in puede manejar 57 000 lb/h (Fig. 14) y también es más que suficiente para esta aplicación. En la figura 15 se muestra que el árbol de 2 in disponible estaría a menos de su límite de 500 hp.

Por tanto, la selección preliminar de la carcasa 3C parece ser satisfactoria.

(Los consumos reales cotizados para esta aplicación variaron de 36.2 a 33.2 lb/(hp(h).)

Método para turbinas de etapas múltiples

Es más difícil determinar el consumo preliminar de vapor en estas turbinas. Como se mencionó, muchas de ellas se diseñan para un servicio específico. Para las estimaciones preliminares hay que utilizar las eficiencias de la figura 16 y corregirlas con los factores de las figuras 17 hasta 20.

Por ejemplo, considérese una turbina con condensación de 4 340 hp, que funcione a 10 200 rpm con vapor de entrada a 600 psig, 725°F (227°F de sobrecalentamiento) y escape a 4 in Hg absolutas.

1. Léase el consumo teórico en las tablas o en un diagrama de Mollier:

$$CTV = 7.71 \text{ lb/kWh}$$

2. Determinése la eficiencia básica con la figura 16:

$$\eta_{\text{básica}} = 71\%$$

3. Encuéntrese la corrección, a , de velocidad en la figura 17; la corrección, b , por sobrecalentamiento en la figura 18 y la corrección, c , de escape en la figura 19, porque se trata de una turbina con condensación. Para turbinas sin condensación, en la figura 10 aparece la corrección d apropiada.

$$a = 0.92$$

$$b = 1.023$$

$$c = 1.02$$

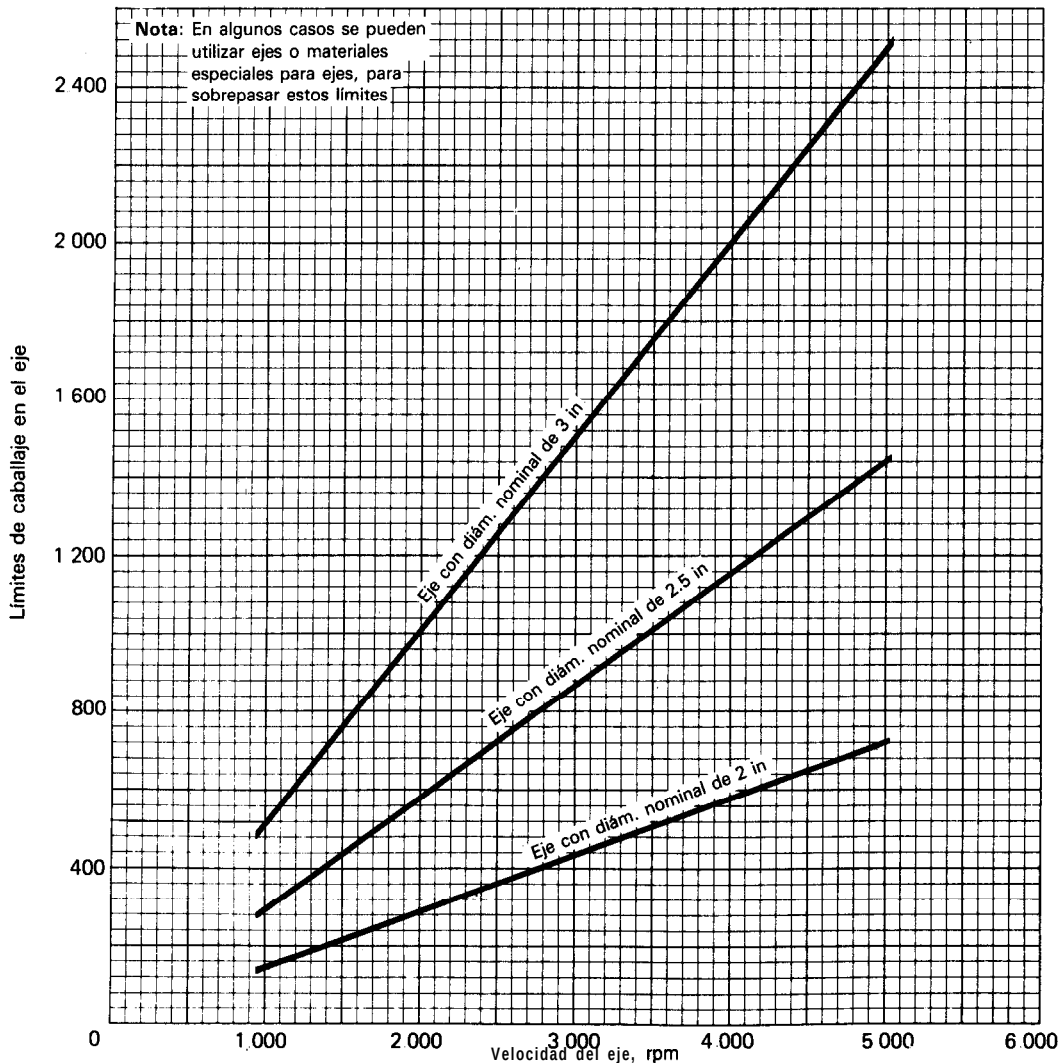


Fig. 15 Límites aproximados de caballaje en el eje para turbinas de una etapa

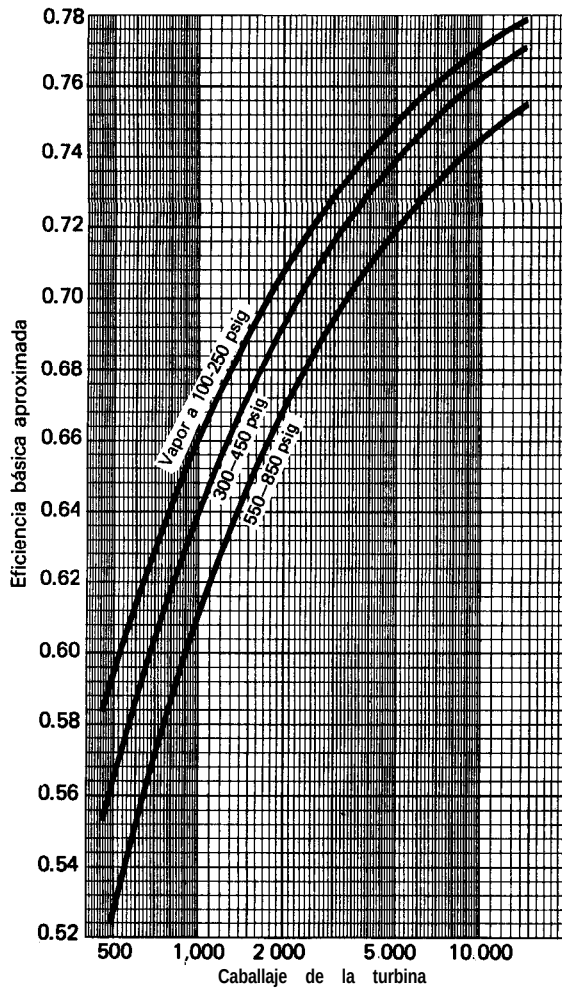


Fig. 16 Eficiencia básica aproximada para turbinas de etapas múltiples

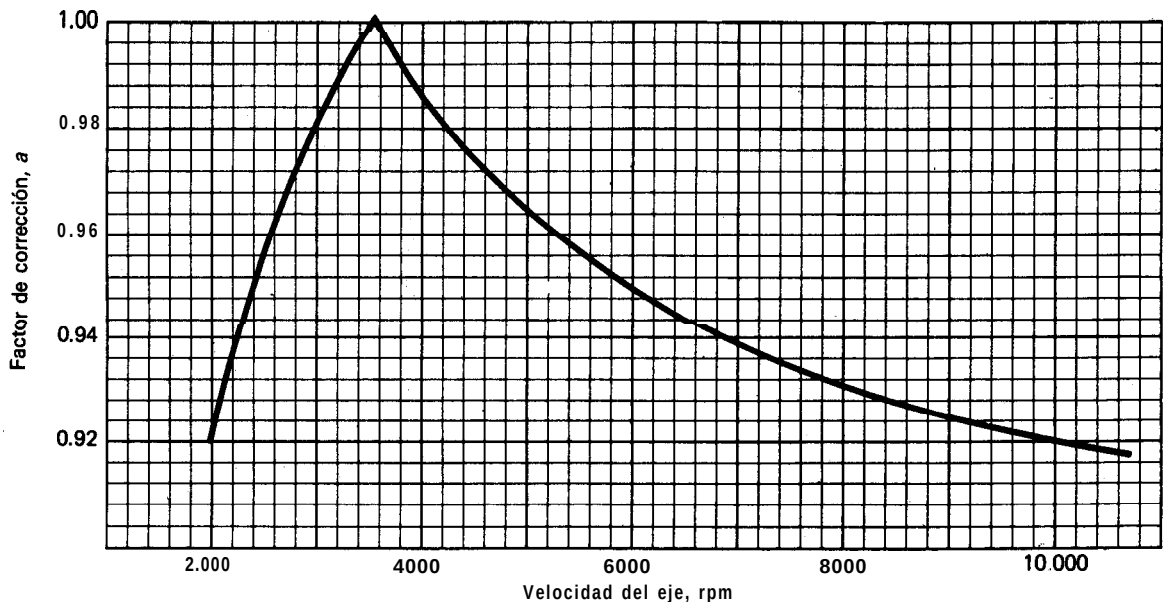


Fig. 17 Corrección de velocidad para turbinas de etapas múltiples

4. Calcúlese el consumo real preliminar de vapor:

$$CRV = \frac{CTV \times 0.746}{\eta_{\text{básica}} \times a \times b \times c \text{ (o } d)}$$

$$= \frac{(7.72)(0.746)}{(0.71)(0.92)(1.023)(1.02)}$$

$$= 8.45 \text{ lb/(hp)(h)}$$

5. Encuéntrase el flujo de vapor a plena carga:

$$\text{Flujo a plena carga} = CRV \times \text{carga}$$

$$= 8.45 \times 4\,340 = 36\,670 \text{ lb/h}$$

6. Compruébense los tamaños para la entrada y escape, en el supuesto de que son de válvula sencilla, y con el empleo de las velocidades recomendadas de 150 ft/s para la entrada y 350 ft/s para el escape (250 ft/s para turbinas sin condensación):

Flujo de vapor (lb/h) =

$$\frac{\text{superficie in}^2 \times \text{velocidad (ft/s)}}{0.04 \times \text{volumen específico (ft}^3/\text{lb)}} = (8)$$

Para una entrada de 4 in:

$$\text{Flujo} = \frac{(12.56)(150)}{(0.04)(0.984)} = 47\,866 \text{ lb/h}$$

que es mayor que el flujo a plena carga y, por tanto, es aceptable.

Para un escape de 30 in:

$$\text{Flujo} = \frac{(706.5)(350)}{(0.04)(174)} = 35\,528 \text{ lb/h}$$

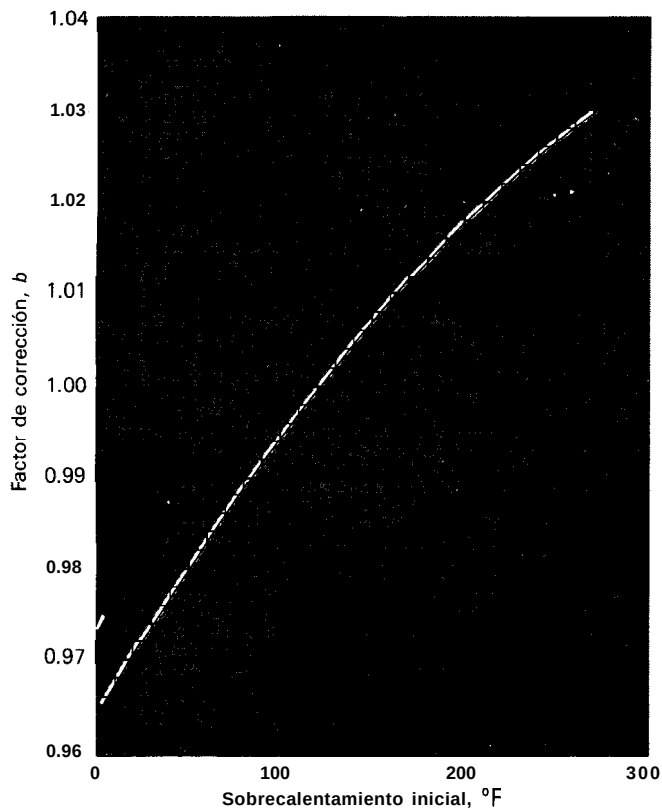


Fig. 18 Corrección por sobrecalentamiento para turbinas de etapas múltiples

que es cercano al flujo a plena carga.

Por tanto, esta selección preliminar de una turbina de válvula sencilla probablemente sea satisfactoria.

(Los consumos reales cotizados para esta aplicación fueron de 7.86 a 8.2 lb/(hp)(h).)

Como orientación preliminar, hay que seleccionar una turbina de válvula sencilla y etapas múltiples si el

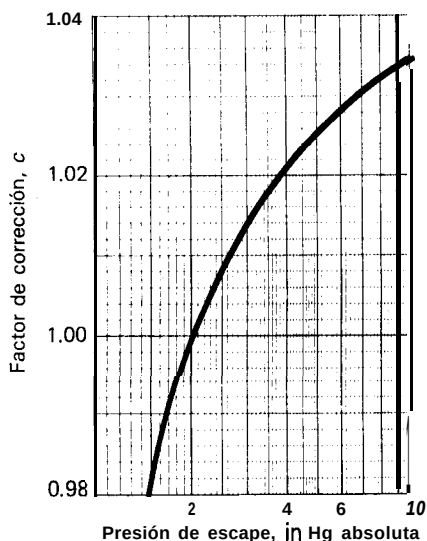


Fig. 19 Corrección del escape para turbinas de etapas múltiples con condensación

caballaje requerido es de 5 000 o menos y si la entrada de vapor es por una abertura de 8 in o menor. Si se excede cualquiera de estos límites, es posible que se necesite una turbina de válvulas múltiples.

Con el método anterior no se pueden estimar el tamaño físico, el número de etapas ni el diámetro de paso. Si se necesitan, hay que consultar los datos del fabricante.

Se supone que el diseñador de la turbina optimiza la razón de velocidad en toberas/paletas, así como el número, tipo y tamaño de ruedas de turbina, a fin de suministrar la que se aproxime a la máxima eficiencia teórica para las condiciones dadas de carga, velocidad y vapor.

Especificaciones para turbinas de vapor

Es importante indicar con toda claridad en las especificaciones las condiciones del vapor en la entrada y el escape. Si se espera una gama de valores de presión o temperatura, hay que expresarlo, junto con la indicación de las condiciones del vapor que debe utilizar el fabricante para el diseño. Si se dimensiona la turbina para las peores condiciones del vapor, es decir, mínimas presión y temperatura de entrada y máxima presión de escape, que dan por resultado la mínima diferencia en entalpía, funcionará en mejores condiciones, pero probablemente no tendrá la misma eficiencia que si se hubiera seleccionado la relación toberas/paletas para las mejores condiciones del vapor.

El ingeniero que expide las especificaciones debe igualar la economía de operación en las condiciones "normales" o "mejores" del vapor, con la necesidad de trabajar a carga y velocidad plenas, con condiciones mínimas o "peores". Por lo general, se requiere un térmi-

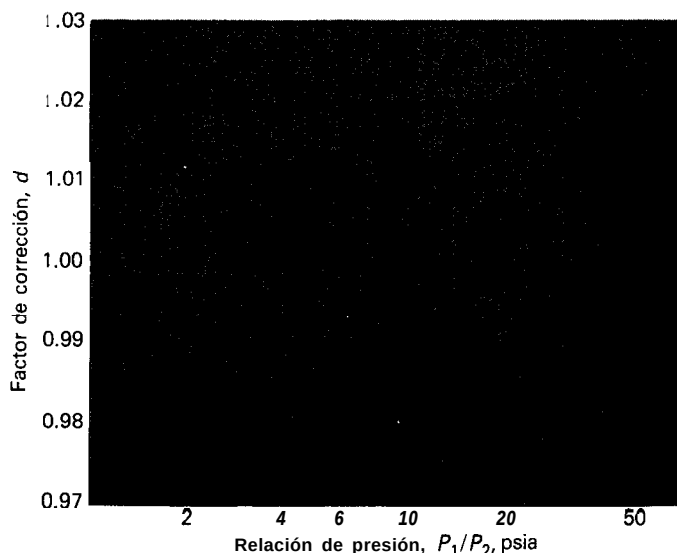


Fig. 20 Corrección de relación de presión para turbinas de etapas múltiples sin condensación

no medio en las turbinas pequeñas; las más grandes, con válvulas múltiples de entrada, a menudo pueden diseñarse de modo que satisfagan todas las condiciones del vapor con la mayor economía posible.

Se recomienda el empleo de las normas de la industria, como la API 611⁸ o la API 612⁹, para las turbinas de procesos. La primera abarca las aplicaciones para "uso general", que se definen como "esas turbinas horizontales o verticales utilizadas para la propulsión de equipo que suele estar en reserva, es de tamaño (potencia) relativamente pequeño o se destina a servicio no crítico. Se consideran para aplicaciones en donde las condiciones del vapor no pasarán de 600 psig y 750°F o la velocidad no será mayor de 6 000 rpm". Se suele aplicar a turbinas de una etapa en la mayor parte de unidades motrices de bombas y sopladores, con caballaje menor de 2 000 hp y con menos de 5 000 rpm. La Norma API 612 abarca las turbinas para "propósitos especiales", definidas como: "esas turbinas horizontales utilizadas para la propulsión de equipo que no suele estar en reserva, es de tamaño (potencia) relativamente grande o se destina a servicio crítico. Esta categoría no está limitada por las condiciones del vapor o la velocidad de la turbina". Se aplica en turbinas, por lo general de etapas múltiples, más complejas y de potencia y velocidad mayores.

Las normas API requieren que el usuario tome ciertas decisiones, y se ha acostumbrado complementar la norma aplicable con otro documento que incluya los detalles específicos del proyecto, su ubicación y las preferencias del usuario.

También se pueden utilizar otras normas industriales, como las de NEMA⁴, como referencia para las especificaciones, pero son menos detalladas y sus requisitos no son tan estrictos. Las turbinas de vapor para generadores eléctricos de tamaño pequeño o mediano para reserva o emergencia, o bien, para suministrar la potencia primaria en ciertas plantas, a veces se pueden especificar con menos detalles que cuando se utilizan para transmisiones mecánicas de velocidad variable

Resumen

Normalmente se debe pensar en la turbina de vapor como unidad motriz primaria potencial en las plantas de proceso. A menudo ofrecen ahorro de energía en

comparación con la electricidad, con base en los requisitos de balance de vapor del proceso, que indicarán con claridad en dónde resultan adecuadas. Lo mismo que con otras máquinas rotatorias, los métodos preliminares de dimensionamiento se deben emplear con cuidado.

Agradecimientos

El autor agradece el suministro de material para este artículo a las siguientes compañías: Coppus Engineering Corp.; DeLaval Turbine, Inc.; Elliott Co.; General Electric Co.; Terry Corp.; The Trane Co., y Turbodyne Corp.

Referencias

1. Faires, V. M., "Engineering Thermodynamics," 5th ed., John Wiley & Sons, New York, 1970.
2. Keenan, J. H., and Keyes, F. G., "Theoretical Steam Rate Table," American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1937.
3. "Theoretical Steam Rate Tables Compatible with the 1967 ASME Steam Tables," American Soc. of Mechanical Engineers, New York, 1969.
4. "Steam Turbines for Mechanical Drive Service," NEMA publication SM-23, National Electrical Manufacturers Assn., New York, 1979.
5. "Governors and Control Systems," reprint 135A, Elliott Co., Jeannette, Pa., 1976.
6. Bass, C., "Electric Control for Steam Turbine Applications," reprint AN50510, Woodward Governor Co., Ft. Collins, Colo., 1980.
7. "Speed Governing and Pressure Control of Steam Turbine Generator Units," NEMA publication 46-112, National Electrical Manufacturers Assn., New York, 1971.
8. "API Standard 611, General Purpose Steam Turbina for Refinery Use," American Petroleum Institute, Washington, 1969.
9. "API Standard 612, Special Purpose Steam Turbines for Refinery Use," 2nd ed., American Petroleum Institute, Washington, 1979.

El autor



Richard F. Neerken es gerente de sección de equipo rotatorio en The Ralph M. Parsons Company, 100 West Walnut St., Pasadena, California, 9124. Ingresó en Parsons en 1957 y ha trabajado en forma continua con máquinas rotatorias. En la actualidad dirige a un grupo de más de 30 ingenieros responsables de equipo de ese tipo para proyectos en todo el mundo. Tiene título de ingeniero mecánico por el California Institute of Technology, es ingeniero profesional registrado en California y miembro del subcomité de contratistas de equipo mecánico del API.

Considérense las turbinas de gas para cargas pesadas

Las turbinas de gas, que están integradas, tienen elevada eficiencia térmica y producen poca contaminación, pueden ser unidades motrices en muchas plantas de proceso. En este artículo se describen los tipos de turbinas y los factores que hay que considerar en su selección y operación.

Kai Molich, C. F. Braun & Co.

Desde hace más de 30 años, las turbinas de gas se utilizan en gran número como unidades motrices en refinerías de petróleo, en plantas de amoníaco, butadieno y etileno, entre otras.

Normalmente, las turbinas de gas se utilizan en lugar de turbinas de vapor con condensación por alguna de las siguientes razones:

- Las turbinas de gas son unidades integradas. No necesitan calderas, condensadores, sistemas de agua de alimentación y enfriamiento y el equipo relativo.

- Producen alta potencia a alta velocidad, con gran confiabilidad y fácil mantenimiento, y ocupan poco espacio.

- Las turbinas de gas tienen eficiencias térmicas mucho más elevadas que las de vapor con condensación para procesos.

- No producen tanta contaminación ambiental con su escape y, además, porque casi no hay que purgar sistemas de agua de alimentación y enfriamiento.

Los límites prácticos de potencia de turbinas de gas en aplicaciones de procesos van desde 1 000 hasta 100 000 o más hp.

Con todos estos factores favorables, se podría pensar que es fácil justificar la instalación de turbinas de gas en lugar de las de vapor, y no es así. Sin embargo, antes de comentar sus verdaderas aplicaciones, resultará útil cierta información de antecedentes.

Aspectos fundamentales

El concepto de turbina de gas es más antiguo que el de otros motores primarios, pero su perfeccionamiento no ha sido fácil.

En la figura 1 se ilustran los componentes de una turbina de gas básica, de ciclo simple. Un compresor dinámico suministra aire a una cámara de combustión, en donde se quema el combustible con exceso de aire, a presión constante. Ciclo simple sólo significa que los productos de la combustión se mezclan con un exceso de aire para producir gas con energía a una temperatura lo bastante baja para el tipo de materiales utilizados. El gas energizado se expande en una turbina que impulsa el compresor de aire y produce potencia adicional como salida mecánica. Como último paso, los productos de la combustión se descargan en la atmósfera.

Aunque esta configuración parece ser sencilla, presenta ciertas dificultades. Primera, se requiere alta eficiencia en el compresor y en la turbina. Segunda, la presión y temperatura en el ciclo deben ser mayores de ciertos límites mínimos antes de que se pueda producir potencia de salida.

En la figura 2 se ilustran las eficiencias térmicas que se pueden lograr con la turbina de ciclo simple como función de la razón (relación) de presiones y la temperatura de entrada a la turbina. Con una razón de presio-

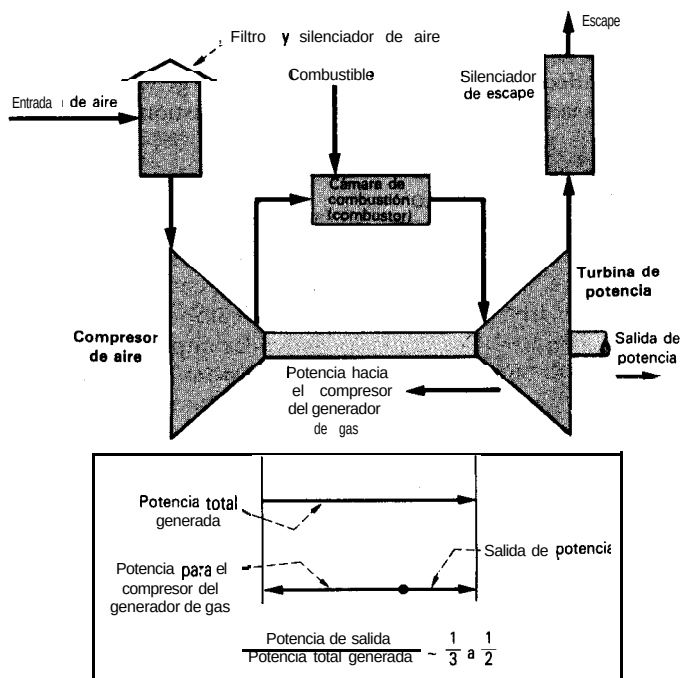


Fig. 1 Disposición de la turbina de gas de ciclo simple

nes dada, las temperaturas más altas permiten mayor eficiencia.

Las relaciones entre la razón de presiones y la temperatura de entrada a la turbina y la razón de los trabajos (trabajo neto/trabajo bruto) y el consumo de aire, se ilustran en la figura 3. Por ejemplo, la razón (0 relación) de los trabajos con una razón de presiones de 4.5 y temperatura de entrada de 1 200°F es alrededor de un tercio; es decir, se requieren 9 000 hp de la turbina para producir 3 000 hp de salida mecánica, y el compresor requiere 6 000 hp. A 1 800°F y con los mismos razón de presiones y caballaje de la turbina, la razón de trabajos aumenta a más de 0.5, o sea una salida de más de 4 500 hp. Esto se indica también como una reducción en el consumo de aire, o sea lb de aire requeridas (hp de salida) (h), y aumentos en la razón de presiones y temperatura del ciclo.

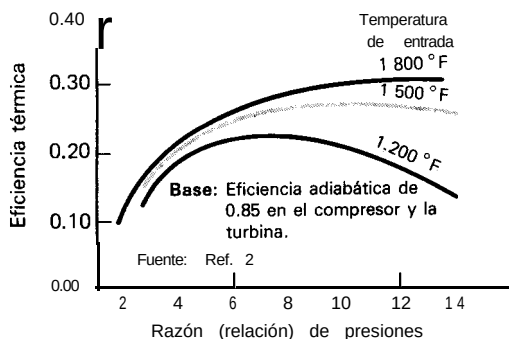


Fig. 2 La eficiencia térmica depende de la razón (relación) de presiones y de la temperatura de entrada a la turbina

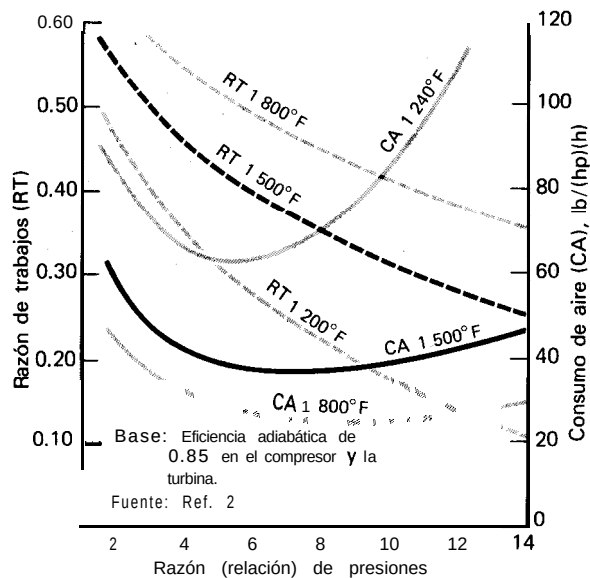


Fig. 3 La razón (relación) de presiones y la temperatura de entrada influyen en la razón (relación), de trabajos y el consumo de aire

La razón óptima de presiones para una temperatura dada, determinada con las figuras 2 y 3, indica los efectos combinados de las eficiencias del compresor y la turbina sobre la eficiencia obtenible del ciclo térmico.

Para aumentar la eficiencia del ciclo a más de los límites impuestos por el compresor y la turbina y los límites de temperatura de los materiales de construcción, se puede modificar el ciclo simple. En primer lugar, se puede utilizar calentamiento regenerativo, en el cual el gas de escape de la turbina precalienta el aire de descarga del compresor antes de que pase a la cámara de combustión. En segundo lugar, se puede utilizar interenfriamiento en el compresor para reducir la energía requerida para la compresión. En tercer lugar, se puede agregar recalentamiento entre etapas para aumentar la potencia producida. Estas modificaciones pueden hacerse por separado o combinadas, según sean los requisitos de diseño. En la figura 4 se ilustra el empleo simultáneo de estos tres procedimientos. Se verá que las mejoras en el rendimiento se obtienen a expensas de una complejidad mayor que con el ciclo simple.

El ciclo regenerativo que se emplea hasta cierto punto en aplicaciones industriales, no se puede incluir en las turbinas actuales de ciclo simple y alto rendimiento. Esto se debe a que sus elevadas razones de presiones producen temperatura elevada en la descarga del compresor y baja temperatura en el escape, lo que elimina la diferencial de temperatura requerida para una transferencia económica del calor.

Aunque en la actualidad la tecnología ha hecho que se emplee menos el ciclo regenerativo, los cambios en los costos de la energía y tecnológicos hacen que se prefiera cada vez más otro tipo de ciclo, el ciclo cerrado (Fig. 5), en el cual el medio de trabajo, que no necesariamente es aire, se hace circular en un sistema cerrado sin aberturas a la atmósfera. El calor se suministra y extrae con

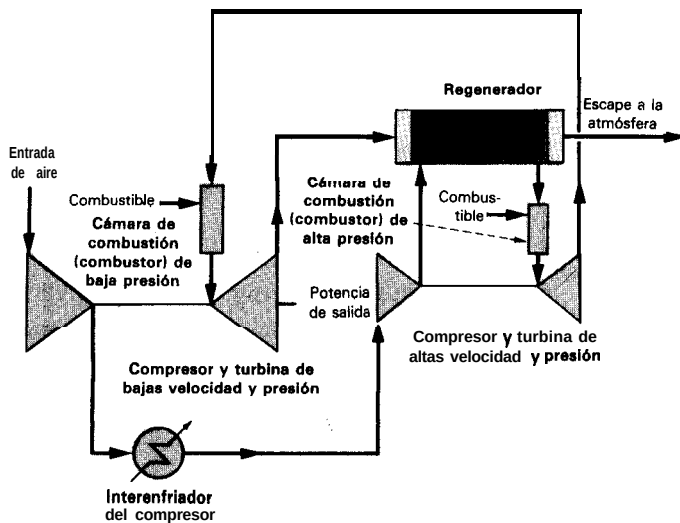


Fig. 4 Las modificaciones mejoran la eficiencia termodinámica, pero aumentan la complejidad y las caídas internas de presión

intercambiadores de calor. Esto permite el empleo de combustibles sólidos o cualesquiera otros y hace atractiva la aplicación de estas turbinas en industrias como la de la pulpa y el papel.

Quizá un empleo más adecuado de la turbina de ciclo cerrado sea para la regasificación de gas natural licuado (GNL) en las terminales receptoras. En este caso, la baja temperatura del GNL y el requisito de calor para la regasificación pueden ser lo que buscan los ingenieros en materia de sumideros de calor ideales.

Salvo excepciones, a la industria de procesos químicos (IPQ) sólo le interesan, en general, las turbinas de ciclo simple y, en menor grado, las regenerativas de ciclo simple. Por tanto, en este artículo sólo se mencionarán las turbinas de ciclo simple.

Se debe mencionar antes de seguir adelante que, aunque el término “ciclo” es de uso general, en realidad no es el adecuado ya que las turbinas de gas generan la potencia con un proceso continuo de combustión de estado estable.

Diseño mecánico

El diseño de las turbinas de gas refleja la necesidad de obtener el mejor término medio posible entre el proceso termodinámico y altas eficiencias del compresor y la turbina, dentro de los límites económicos impuestos por el empleo de materiales costosos que resistan altas temperaturas y de técnicas avanzadas de fabricación.

Las turbinas vienen en tipos de uno, dos y tres árboles (Fig. 6) y hay variantes de estas configuraciones básicas.

El diseño se basa con mucho en los requisitos de óptimas eficiencias del compresor y la turbina, y el factor que las controla es la velocidad específica.

$$N_s = \frac{n\sqrt{Q}}{\Delta h^{0.75}}$$

en donde: n = velocidad del árbol, rpm, Q = caudal de entrada o escape del compresor o la turbina, según se aplique, ft^3/s , Δh = diferencia teórica en la entalpía, Btu/lb. La velocidad específica entre los límites de 60 a 200 es típica para tener las máximas eficiencias determinadas por el diseño del compresor y la turbina.

Esta relación explica por qué la configuración del árbol se vuelve cada vez más compleja cuando se aumenta la razón de presiones. El caudal volumétrico reducido con altas presiones exige mayor velocidad para mantener una elevada eficiencia. Esta dependencia respecto de la velocidad específica también significa que no se puede tener una turbina con velocidad a voluntad, al contrario de lo que ocurre con las turbinas de vapor cu-

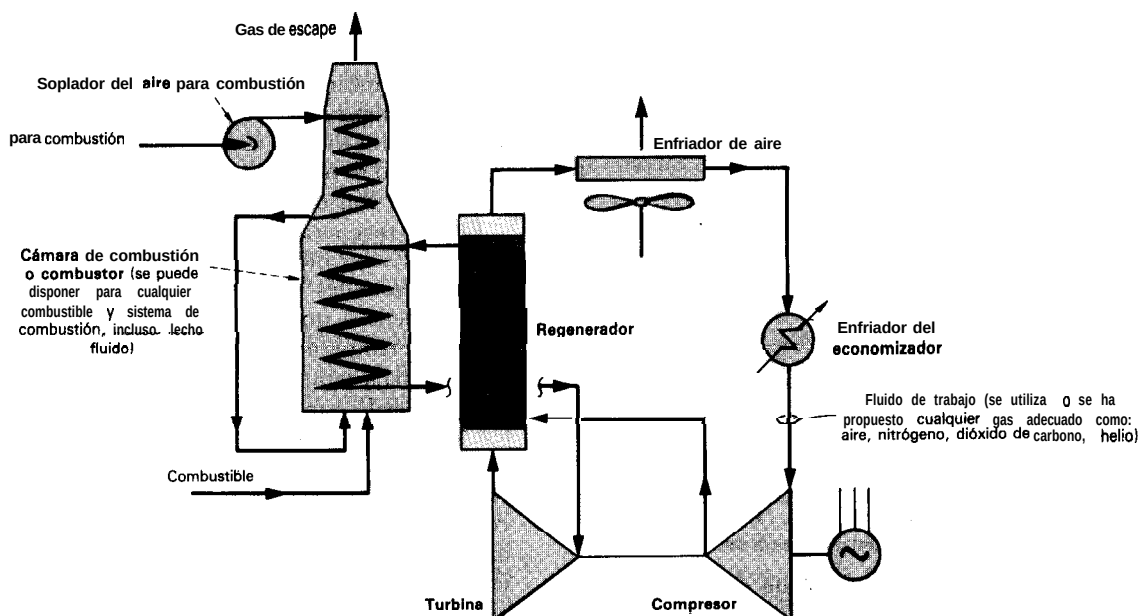
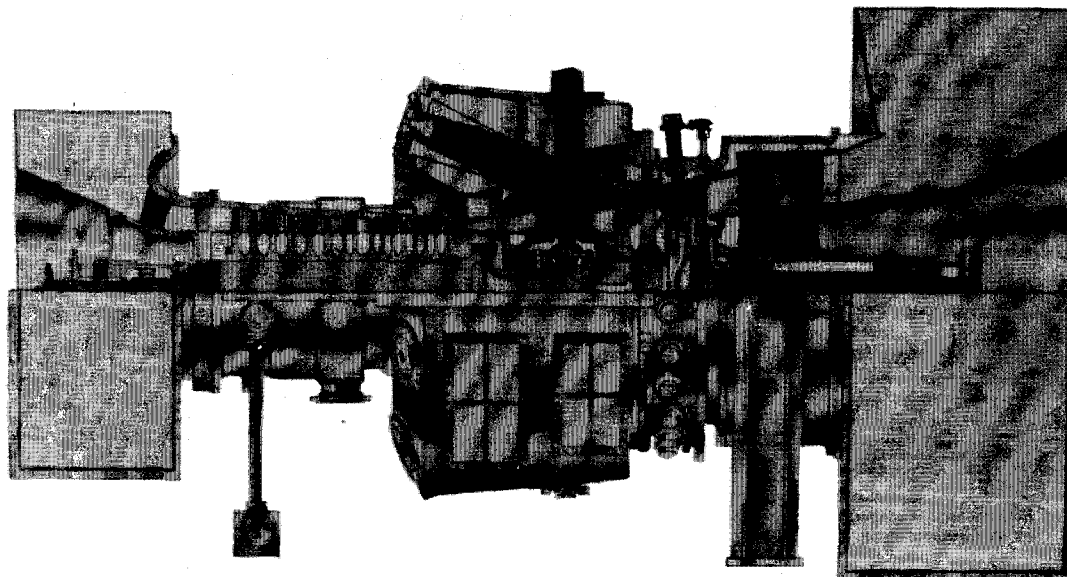


Fig. 5 Diagrama de una turbina de gas de ciclo cerrado



Esta turbina regenerativa produce un máximo de 50 000 hp

ya eficiencia depende mucho menos de la velocidad. Por ello, en aplicaciones normales se requiere engranaje de cambio de velocidad entre la turbina de gas y el equipo impulsado. Una excepción son las unidades motrices para generadores que tienen velocidades de salida de 3 600 y 3 000 rpm y de los cuales hay ya tantos en servicio, que se justifican diseños especiales para ciertas capacidades nominales de potencia. Además, en ocasiones, se pueden disponer las etapas de compresores y bombas de acuerdo con una velocidad dada de la turbina, sin recurrir a un engranaje. Sin embargo, salvo en esos casos raros, el acoplamiento directo, o sea sin engranes, de la turbina requiere establecer un término medio entre la operabilidad y la eficiencia.

Otro problema es la eficiencia con carga parcial. Con operación en esencia a velocidad fija, el flujo de aire y la potencia requerida en el compresor son constantes, sin que importe la salida de potencia que se desee; para mejorar esa eficiencia con carga parcial, hay que reducir el flujo de aire. Esto se hace con aspas de guía de entrada en el compresor y con control variable de las aspas del estator. Las turbinas de dos ejes también tienen mejor rendimiento con carga parcial.

Tipos de turbinas

Las turbinas de gas se clasifican como *para trabajo pesado y derivadas de motores de aviación (o tipo avión)*.

El tipo para trabajo pesado se ha perfeccionado para satisfacer las necesidades normales de las plantas industriales, sin limitaciones de espacio y de peso.

Esta turbina normalmente es del tipo de uno o de dos ejes. Las paletas y álabes del compresor y la turbina son de construcción fuerte, lo mismo que las toberas. Esto, junto con las razones de presiones y temperaturas moderadas en el gas energizado, permite largos intervalos pa-

ra las inspecciones y mantenimiento. Los cojinetes (chumaceras) del árbol son convencionales, del tipo de manguito o de cuerpo oscilante en los radiales, y de caras cónicas o de segmentos múltiples, en los de empuje; dispuestos para funcionar con un sistema de lubricación a presión común para la turbina de gas y la máquina impulsada. Por lo general, la turbina, el sistema de lubricación, los sistemas auxiliares y los instrumentos sirven para las necesidades normales de las plantas de proceso, expresados en normas como las API 614 y 616.

La turbina tipo avión, por contraste, es un motor de chorro ("jet") para aviones pero, en vez de impulsar un avión, mueve una turbina de potencia. En esta forma, el motor es un generador de gas energizado que se envía a una turbina convencional de potencia para trabajo pesado.

Estas turbinas ofrecen las siguientes ventajas: 1) la avanzada tecnología de la aviación y los laboratorios de investigación y desarrollo asociados se pueden aplicar para uso industrial; 2) las técnicas de producción en serie y de control de calidad aplicados a la aviación benefician a los usuarios industriales; 3) los centros de servicio para motores de avión, con sus estrictos requisitos de certificación, existencia de piezas de repuesto (a veces unidades completas a cambio) e instalaciones para prueba, están disponibles para dar servicio a los generadores de gas.

Estas ventajas las reconocieron muy pronto los fabricantes de compresores centrífugos para gasoductos; de hecho, la primera turbina tipo avión se instaló con este fin en Estados Unidos en 1960. Esto fue cosa natural. El diseño y producción de turbinas de potencia para temperaturas moderadas, flujo alto y baja velocidad, de unas 5 000 rpm, fueron una prolongación lógica de la fabricación de esos compresores. En la actualidad, se utiliza un número cada día mayor de estas turbinas de

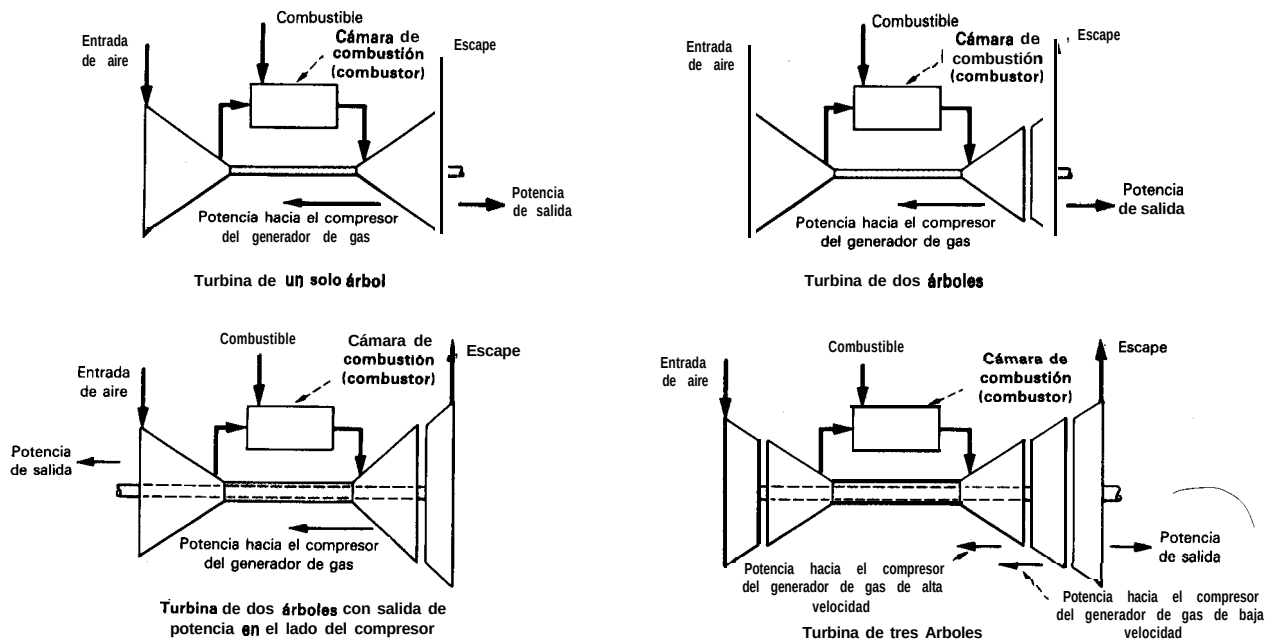


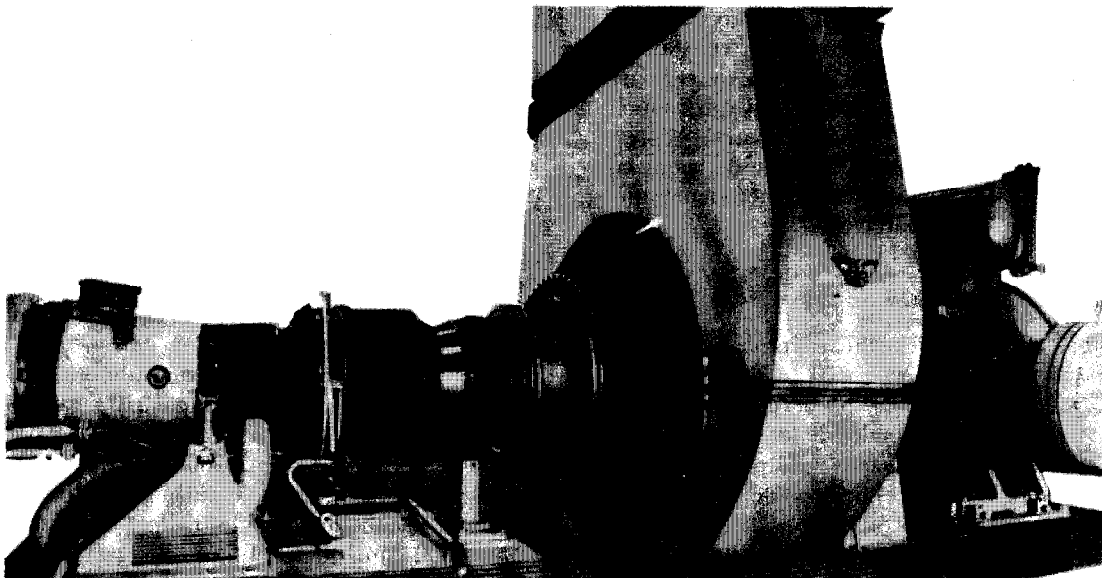
Fig. 6 Diversas configuraciones de árboles para turbinas de gas

gas para gasoductos, perforaciones fuera de la costa y servicios públicos, debido a que, para potencias altas, este tipo de turbina es más eficiente que incluso la regenerativa para trabajo pesado.

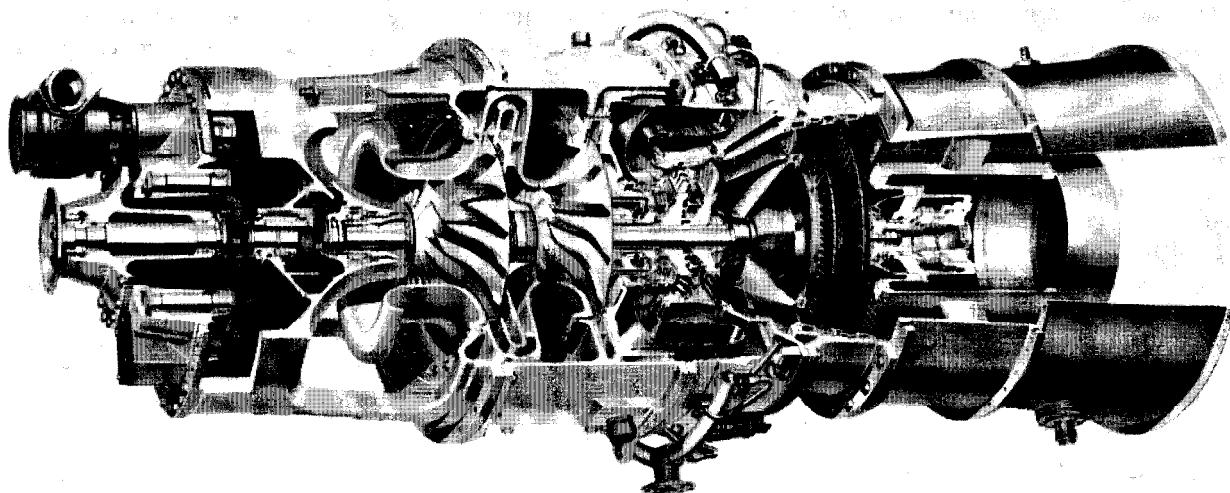
La turbina de gas tipo avión tiene dos o tres árboles, según sea el diseño del motor de reacción; no se puede utilizar en ellas el ciclo regenerativo. La turbina de potencia y el generador de gas (motor de reacción) son componentes separados, sin conexión mecánica; los sistemas auxiliares también están separados.

La turbina de potencia, como se mencionó, es de construcción resistente y comparte los accesorios, ins-

trumentos y sistema de lubricación con el equipo al cual impulsa. Pero el origen del generador de gas es evidente en su diseño mecánico. Además de su menor peso y tamaño compacto exigidos para los aviones, otras importantes variantes para su empleo en plantas de proceso incluyen gran número de cojinetes antifricción, sistemas especiales de lubricación con aceites sintéticos no inflamables, accesorios hidráulicos e instrumentos electrónicos e hidráulicos. Esto, más las holguras tan precisas requeridas en su construcción, hacen necesarios métodos de operación y mantenimiento diferentes de los normales en una planta.



La primera instalación de una turbina tipo avión en E.U. fue para compresores en gasoductos



La turbina de gas industrial tiene compresor centrífugo de dos etapas y engranaje integral en el lado frío

También existe la "turbina de gas tipo industrial", que no es para trabajo pesado. Sus características especiales pueden incluir salida de potencia en el extremo delantero (lado del compresor) y engranaje integral para cambios de velocidad. También pueden observarse algunas de las características de los motores de avión en esta turbina, que se ilustra en esta página.

Materiales de construcción

Cualquiera que sea el tipo de la turbina de gas, su eficiencia total depende de las eficiencias individuales del compresor y la turbina, y de la temperatura máxima de entrada con la cual se puede tener funcionamiento continuo.

Con la tecnología actual, la eficiencia del compresor y la turbina ha llegado a alrededor del 90%, y no se considera probable poder aumentarla. Sin embargo, los aumentos en la temperatura máxima de combustión segura es algo por completo diferente. Los constantes adelantos en la tecnología han permitido su elevación y la mejora consecuente en la eficiencia de las turbinas existentes.

Para lograr este adelanto, los fabricantes se han enfrentado a los problemas del manejo de altas temperaturas, en tres formas básicas.

La primera es que se han creado y se siguen perfeccionando materiales con alta resistencia a la ruptura por escurrimiento, a temperaturas elevadas. En los componentes rotatorios sometidos a grandes esfuerzos como los álabes y discos de la primera etapa, se utilizan superaleaciones a base de níquel. Para temperaturas todavía más altas, se pueden emplear aleaciones a base de cobalto, pero con menor grado de esfuerzo en las toberas estacionarias de la primera etapa. Para los revestimientos

de las cámaras de combustión (combustores) y piezas de transición se utilizan aleaciones más especializadas.

Las superaleaciones resistentes a las altas temperaturas, además de alta resistencia física también la deben tener a la oxidación, erosión y corrosión. Deben ser adecuadas para darles forma con los procesos de manufacturar disponibles, tales como colada con revestimiento, forja de precisión, laminación, maquinado y soldadura.

En segundo lugar, con el empleo de revestimientos protectores de barrera térmica para las toberas y álabes en servicio con altas temperaturas, se puede aumentar la duración de estas piezas dos veces o más, según sean las características del combustible. Los revestimientos incluyen óxido de aluminio y carburos de tungsteno y de cromo en aleación con níquel, cromo y platino. Se emplean diversos procesos para aplicar los revestimientos e incluyen detonación, aspersión con plasma y con plasma al vacío, difusión, recubrimiento y electrodeposición o combinaciones de ellos.

Una tercera forma, que ha dado los mejores resultados en la operación a altas temperaturas, consiste en enfriamiento por aire para las toberas, álabes y discos de la turbina. El enfriamiento por aire se ha utilizado en las cámaras de combustión (combustores) estacionarias desde que aparecieron las turbinas de gas. La eficacia de este tipo de enfriamiento de las toberas y álabes está íntimamente relacionada con la mejora de las técnicas de colada con revestimiento y con la aparición del proceso de fundición de cascarones múltiples para las superaleaciones para altas temperaturas. Junto con estos adelantos, ha mejorado la técnica para el manejo y distribución del aire de enfriamiento.

Para obtener aire de enfriamiento libre de polvo, se toma en el centro de su trayectoria en el compresor y se pasa por trampas para polvo del tipo de inercia antes de

llegar a los conductos de diámetro pequeño en las toberas, discos y álabes (paletas). Las aberturas de entrada están fuera de la trayectoria del gas caliente, y las salidas están colocadas para minimizar la obstrucción con cenizas.

Con el enfriamiento eficiente por aire, es posible controlar la temperatura del metal de las toberas, álabes y discos, a alrededor de 250 a 500°F menos que la del gas de combustión. Estos límites de temperaturas son para turbinas de trabajo pesado, en donde el metal para piezas sometidas a grandes esfuerzos es más grueso y fuerte que en las turbinas del tipo avión. Con ello, los límites de temperatura de entrada en las turbinas de gas industriales de la actualidad es de 1 700 a 1900°F, en las de tipo de trabajo pesado, con relaciones de compresión de 6 a 9 y de 1900° a 2100°F en las turbinas de tipo avión con relaciones de compresión de 12 a 20.

Combustibles

Las turbinas de gas pueden trabajar con una gran variedad de combustibles gaseosos y líquidos. Los gaseosos pueden ser desde butano, propano y gas natural hasta varios gases de proceso comunes, y no tan comunes, incluyendo los de refinería, metano, hidrógeno, gas de horno de coque y monóxido de carbono entre otros. Los combustibles líquidos pueden ser desde destilados ligeros, combustible diesel, gasoil, combustóleo Bunker C hasta petróleo crudo. Por supuesto, la elección del combustible queda determinado por consideraciones prácticas. Además de las restricciones de disponibilidad y precio, la elección del combustible está sujeta a las demandas normales de operación de la planta respecto a confiabilidad, duración satisfactoria del equipo y controles de la contaminación.

Una turbina que consume gas, podrá funcionar normalmente con uno que tenga poder calorífico inferior entre 5 000 y 500 Btu/ft³ esto aproximadamente. Con los gases de Btu bajas, se reduce el flujo de aire por pie cúbico de gas; la mezcla correcta del gas y el aire y la estabilidad de la llama se vuelven más difíciles. No obstante, las turbinas para trabajo pesado, con ciertas modificaciones, pueden trabajar con gas de Btu bajas. Esto significa que una turbina alimentada con gas puede ofrecer a una planta de procesos una gran libertad para su operación. En la práctica, una turbina equipada con un sistema doble o triple de combustible, se puede arrancar con gas natural y, cuando lo permita la operación de la planta, se puede pasar a un sistema de gas de proceso. Esta, a su vez, se puede regresar a un suministro de combustible de emergencia de propano o destilado ligero, con el fin de no interrumpir el funcionamiento.

La selección de combustibles, en la práctica, está limitada a los destilados ligeros. Aunque las turbinas, según se dijo, pueden funcionar con destilados pesados, con Bunker C o petróleo crudo, el empleo de ellos se hará en circunstancias especiales, por ejemplo, en una planta alejada en donde no se pueden obtener los destilados ligeros.

Para obtener una duración razonable con combustibles líquidos pesados, hay que modificar la turbina y agregar instalaciones para manejo y tratamiento del combustible. Las modificaciones incluyen diseños en las cámaras de combustión (combustores), toberas y álabes, el empleo de materiales y revestimientos especiales para el combustible que se va a utilizar y reducción en la temperatura máxima de combustión y en la potencia nominal.

El tratamiento del combustible pesado incluye precalentamiento y control del contenido de componentes corrosivos, principalmente azufre, potasio, sodio y vanadio, dentro de los límites permitidos, en partes por millón, de acuerdo a lo establecido por el fabricante. Cuando el contenido de componentes corrosivos es inferior al máximo establecido, el revestimiento protector en la trayectoria para los gases de combustión puede dar protección adecuada contra la corrosión en caliente, que es de naturaleza química.

Sin embargo, el vanadio no se puede manejar en esa forma; a altas temperaturas se combina con los óxidos del revestimiento protector y lo destruye. Esta corrosión se puede controlar mediante la dosificación de aditivos como compuestos de manganeso, en el combustible.

Otro factor que se debe tener en cuenta es la erosión por la ceniza que producen los combustibles pesados durante la combustión. También en este caso, los revestimientos protectores resisten la erosión por la ceniza y dan una duración adecuada de las piezas en la trayectoria de los gases calientes.

Además de producir la erosión, las cenizas tienden a formar depósitos y a crear serios problemas en el proceso, que incluyen reducciones en la eficacia del enfriamiento por aire, porque obstruyen las aberturas de entrada y salida, y reducción en la potencia y la eficiencia de la turbina. Para el control de los depósitos de ceniza se utilizan aditivos en el combustible. Según sea el combustible que se emplee, también se puede necesitar lavado de la turbina en forma periódica.

En resumen, el tratamiento de combustibles pesados para las turbinas de gas es complicado y puede incluir: precalentamiento, varias etapas de lavado con agua en centrífugas y el empleo de aditivos e inhibidores. Un aspecto importante del tratamiento es cumplir las especificaciones establecidas del combustible. Hay que recalcarlo porque la turbina es muy sensible al combustible no especificado, y las consecuencias a corto plazo serán menor duración y mayor mantenimiento.

Contaminación ambiental

El control de la contaminación con una turbina de gas en una planta de proceso está sujeto a reglamentos, así como a los métodos establecidos por el usuario. La contaminación abarca dos aspectos distintos: el ruido y las emisiones hacia la atmósfera por la chimenea.

Para cumplir con los límites de 85 a 90 dBA a 3 ft de distancia permitidos para el ruido, se requieren silenciadores de admisión y escape, así como casetas con protección acústica. Los métodos y componentes para la disminución del ruido son idénticos, cualquiera que sea el

tipo de turbina, y pueden considerarse como casi estandarizados.

Con las crecientes exigencias del control de ruido, el diseño y la construcción de los silenciadores y casetas o alojamientos acústicos han ido mejorando con rapidez. Los componentes para disminución de ruido en la actualidad son de diseño estructural fuerte y, a menudo, del tipo de apoyo libre. Los muros exteriores se pueden hacer con placas de acero de $\frac{3}{16}$ a $\frac{1}{4}$ in de espesor, y los materiales para los muros acústicos pueden ser lámina de acero galvanizada, de calibre grueso y perforada para la admisión de aire y los alojamientos, salvo que las circunstancias requieran otra cosa. Para la chimenea de escape se utilizan materiales para altas temperaturas y resistentes ala corrosión. Los materiales absorbentes del ruido pueden ser lana mineral o fibra de vidrio.

Los esfuerzos para controlar las emisiones de contaminantes por la chimenea de la turbina de gas del tipo para proceso estarán encaminados casi siempre a reducir la cantidad de óxidos de nitrógeno (NO_x) en el escape. Esto se debe a que las estrictas especificaciones para el combustible, como algo adicional, eliminan la mayor parte de los contaminantes en la fuente, es decir, en el combustible antes de quemarse. Los contaminantes normales en el escape, como dióxido de azufre, monóxido de carbono y partículas, se controlan mediante las especificaciones del combustible y el diseño de la cámara de combustión, y no constituyen un problema especial. Sin embargo, no ocurre así con los NO_x .

La formación de los NO_x , es compleja y no está dentro del alcance de este artículo. La producción de los NO_x , en pocas palabras, sufre la influencia de las condiciones atmosféricas: se reduce cuando aumenta la humedad relativa y aumenta de acuerdo con la temperatura de la llama y el tiempo que el combustible permanece en la turbina. Los diversos tipos de combustibles produ-

cen diferentes cantidades de NO_x , en relación una vez más con la temperatura de la llama; algunos combustibles de bajo poder calorífico como el hidrógeno, pueden producir grandes cantidades de NO_x .

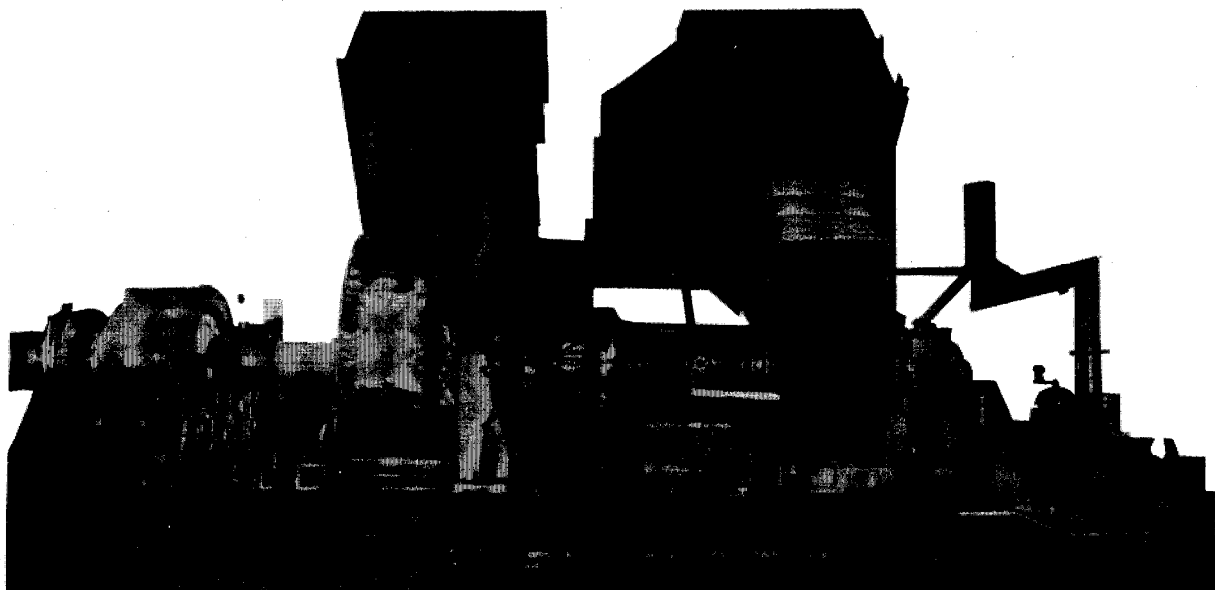
La emisión de NO_x en el escape de la turbina se puede controlar con la inyección de agua de calidad para alimentación de calderas en la cámara de combustión. Con ello, se puede reducir la temperatura de la llama y la emisión de los NO_x , queda dentro de los valores exigidos por los reglamentos o la ubicación de la planta.

Las instalaciones de turbinas de gas, en general, son poco contaminantes; el control del ruido y las emisiones por la chimenea no es difícil. Si se exige el control de los NO_x , éste se puede lograr con tecnología conocida. Otros beneficios son menor disipación de calor en la planta y efluentes más limpios en la unidad de tratamiento de aguas negras.

Arranque

Para el arranque de las turbinas de gas, lo mismo que en un motor de combustión interna, se requiere una fuente exterior de potencia. Sin embargo, las secuencias de arranque son un poco más complicadas para la turbina. Primero, hay que hacer girar (mediante la fuente externa) el compresor y establecer el flujo y presión mínimos del aire antes de que pueda introducirse y encenderse el combustible. Después de la ignición, el equipo de arranque debe continuar ayudando en la aceleración hasta que se alcanza un nivel de potencia autosostenida. En este momento, el equipo de arranque se desconecta en forma automática, y la turbina ya puede acelerar hasta su velocidad regulada.

En aplicaciones en procesos, son de gran importancia las características de la carga impulsada y la configura-



La turbina de gas tiene disposición de arranque electrohidráulico (a la derecha)

ción del árbol de la turbina. En las de un árbol, hay que acelerar la turbina y la carga hasta la velocidad en que ya se tiene potencia para seguir funcionando; por tanto, hay que descargar el equipo impulsado durante el arranque. Aunque esto es práctico en sistemas de propulsión de bombas y compresores de potencia baja y mediana, resulta impráctico para propulsión de baterías de compresores de alta potencia; para esta aplicación, la turbina de dos árboles es la indicada. Con ella, es fácil acelerar la sección del gas energizado hasta que pueda funcionar por sí sola, sin interferencia del equipo impulsado, el cual se acelera en forma automática a su velocidad de funcionamiento cuando la turbina ya produce la potencia requerida.

La disposición del árbol de la turbina también determina el tipo y tamaño del equipo de arranque. En la turbina de un eje, que en aplicaciones industriales es de servicio pesado, se puede utilizar una turbina de vapor, un expansor de gas, un motor eléctrico o uno diesel para el arranque. La potencia requerida puede ser del orden de 1 000 a 1 500 hp o más, según la aplicación. Para las necesidades normales, el equipo arrancador está conectado a la turbina en el lado del compresor con un embrague y que se desacopla al alcanzarse cierta velocidad. Cuando se emplean expansor de gas o turbina de vapor se suele utilizar un acoplamiento de una pieza para el arranque, así como para transmitir la potencia al equipo impulsado.

En la turbina de dos árboles para trabajo pesado, el equipo para arranque es similar al empleado en la turbina de un árbol, aunque se requiere menos potencia. Como contraste, en la turbina tipo avión, que siempre es de árboles múltiples, el equipo para arranque suele ser más compacto y ligero. Se pueden utilizar un motor de arranque por aire del tipo para motores de automóvil, un expansor de gas o un motor hidráulico, que se pueden alimentar con el sistema de gas de la turbina, el sistema de aire de la planta o el sistema de lubricación.

Operación y mantenimiento

La operación de las turbinas de gas requiere que el operador preste atención especial a todos los factores del funcionamiento. Estos incluyen aspectos de operación y mantenimiento únicos para las turbinas de gas, como caída de presión en el filtro de aire; silenciadores de admisión y escape, alojamientos acústicos con instrumentos para el equipo de operación y de seguridad; inspección y mantenimiento de la cámara de combustión y de la sección caliente, y obstrucciones del compresor y la turbina.

Cuando se ensucia la turbina, se altera su funcionamiento, y la limpieza de las paletas y álabes del compresor y la turbina es muy importante. La potencia nominal de una turbina está basada en su funcionamiento en condiciones limpias, que sólo ocurre en el banco de pruebas del fabricante y después del reacondicionamiento, por lo cual se puede esperar alguna pérdida de rendimiento en cierto momento. Dado que el ensuciamiento de la turbina depende del combustible, el empleo de combustible de máxima calidad lo reducirá mucho.

El compresor del aire es otra cuestión. Sin que importe la eficiencia del filtro de aire, llegará a ensuciarse, y hay que tener control para mantener la salida de potencia. La reducción de eficiencia del compresor altera la salida de potencia en una relación de alrededor de 2: 1. Esto significa que una reducción del 1% en la eficiencia del compresor reduce la salida de potencia en un 2% aproximadamente.

Los fabricantes suministran el equipo y las instrucciones para la limpieza. Se utilizan dos métodos: limpieza con abrasivos y lavado. La limpieza con abrasivos se puede hacer con la turbina en marcha, frecuentemente a intervalos regulares, por ejemplo, una vez a la semana. La limpieza del compresor se puede hacer con la adición de cáscara de nuez o arroz desde una tolva hacia la entrada de aire. Pero la limpieza con abrasivos de la turbina se requiere equipo especial, porque hay que inyectar las cáscaras o el arroz en la cámara de combustión mediante toberas especiales.

Se requiere el lavado si ha entrado vapor de aceite al compresor o se ha acumulado ceniza en la trayectoria del gas caliente, incluyendo los inyectores de combustible, cámaras de combustión (combustores), piezas de transferencia y toberas y álabes de la turbina. Una vez más, los fabricantes tienen el equipo y los procedimientos recomendados. El líquido para el lavado puede ser agua caliente, detergente o disolvente, según sea el tipo de suciedad.

La inspección y mantenimiento de las piezas en la trayectoria del gas caliente son importantes para el funcionamiento seguro y confiable de la turbina. Estas operaciones se facilitaron en gran medida al aparecer el *Bore-cope*. Con el número apropiado de orificios en los lugares adecuados se pueden efectuar inspecciones y obtener fotografías sin necesidad de realizar grandes desarmes. Al uso de este aparato se le atribuye mucho más tiempo de trabajo útil y reducción en los costos de mantenimiento.

Un aspecto exclusivo del mantenimiento de las turbinas de gas es la facilidad para aumentar su capacidad y reconstruirlas, gracias a los adelantos en la técnica. Por ejemplo, se puede aumentar la capacidad de una turbina que ya tenga cinco años de servicio, reemplazando las piezas en la trayectoria del gas caliente por otras hechas con aleaciones para temperaturas más altas, que no había en ese tiempo. Esto permite operar la turbina reconstruida con un aumento considerable en la temperatura de combustión y, como consecuencia, con una mejora apreciable en la eficiencia de operación y salida de potencia adicional.

Controles e instrumentos para seguridad

Los controles e instrumentos de seguridad de las turbinas de gas son sistemas por completo integrados que permiten arranque manual o por medio de botones y el control del funcionamiento, la seguridad y el paro normal o de emergencia. Aunque el sistema de control puede ser electrohidráulico, electroneumático o alguna combinación de ellos, se emplean cada vez más el sistema por completo electrónico de estado sólido.

Cualquiera que sea el sistema de control, la secuencia de arranque de la turbina incluye: accionamiento del arranque para expulsar cualquier posible acumulación de combustible en el sistema; aceleración hasta la velocidad de ignición; ignición y combustión sostenida; aceleración controlada y sincronizada, con el aumento gradual del suministro de combustible y temperatura de operación, para evitar esfuerzos térmicos en las piezas para alta temperatura; aceleración continua hasta la velocidad mínima del regulador (marcha en vacío) y aceptación de la señal de carga de control del proceso del equipo impulsado, es decir, operación sobre el control del proceso.

Aunque no es fácil de ajustar en la lista antes dada de pasos, una importante función de control de arranque y de seguridad es impedir que ocurran oscilaciones o inestabilidad en el compresor de aire. Para ello, se **monitorea** en forma continua de los flujos y presiones del aire como función de la velocidad en operación para dar señales que impidan o permitan continuar el arranque y el control del funcionamiento.

Según sean la configuración y relación de presiones del compresor, la apertura y cierre de las válvulas de control de oscilaciones y la cancelación de los sistemas de control de las aspas de guía de entrada y del estator son partes de las secuencias de arranque.

Las principales señales de funcionamiento de la turbina, además de las de control del proceso, son flujo de aire, temperatura de operación y, en las de árboles múltiples, la velocidad o velocidades del generador de gas. La temperatura de funcionamiento se puede medir en la entrada o en el escape de la turbina de potencia, según sea el diseño. A veces puede ser difícil **obtener** señales confiables y correctas de temperaturas a los niveles de las mismas existentes. Un método para lograrlo es instalar termopares múltiples y el empleo de una señal promedio para fines de control. Cada termopar, para apoyo y seguridad, puede tener un interruptor de alarma y de corte, que produzca una señal de alarma cuando las lecturas del termopar queden fuera de las tolerancias, en más o en menos y, al mismo tiempo, desconecte este termopar del sistema de control.

Además de los instrumentos convencionales para seguridad del equipo mecánico, se utilizan instrumentos especiales que incluyen alarmas de: a) presión diferencial en el filtro de aire de admisión, b) apertura de la puerta de implosión del filtro; c) formación de hielo. Las señales de vibración en la sección del generador de gas de la turbina tipo avión requieren el empleo de sondas de aceleración debido a su construcción con materiales ligeros. En las turbinas de potencia y las de trabajo pesado, se pueden utilizar detectores de vibración por proximidad y de posicionamiento axial,

Las casetas acústicas para las instalaciones de turbinas gas incluyen una serie adicional de instrumentos de seguridad un tanto nueva para IPQ, que pueden incluir alarmas o paros por alta temperatura en la caseta, acumulación de gases, detección de llamas, detección de humo, falla en la circulación del aire de enfriamiento, entrada de personas no autorizadas y protección contra incendios.

Potencia nominal

La evaluación de una turbina para una aplicación particular empieza con la determinación de su potencia nominal de acuerdo con las normas ISO (Organización Internacional de Normalización). Es la potencia nominal a velocidad de diseño a nivel del mar, con la temperatura ambiente a 15°C y con cero caídas de presión en la entrada y en el escape.

Para obtener la potencia nominal en el lugar de instalación, hay que hacer varios ajustes en la especificación ISO. En primer lugar, debido a que el compresor de aire tiene capacidad volumétrica fija a una velocidad dada, la densidad del aire se refleja en el flujo de masa en la turbina y, por tanto, en la salida de potencia. Por tanto, la densidad se determina de acuerdo con la altitud y la temperatura ambiente. En segundo término, las caídas de presión en la entrada y escape impuestas por una aplicación dada, reducen la salida de potencia. En tercer lugar debe tomarse en consideración el combustible, pues la norma ISO es para gas natural, y se tiene menos potencia nominal cuando se emplean combustibles líquidos destilados y más pesados.

Además, aunque no está en relación directa con la clasificación ISO, la potencia útil se puede reducir más si funciona a velocidad que no es de diseño y con el empleo de engranaje de cambio de velocidad.

La magnitud de los ajustes es función de las características de diseño de la turbina. Por tanto, no es posible relacionar la especificación ISO con la potencia nominal en una instalación dada, sin tener datos específicos del fabricante. Sin embargo, puede observarse que, normalmente, mayor altitud equivale a temperaturas ambiente más bajas, lo cual permite cierta igualación de las potencias nominales correspondientes al lugar de la instalación. Esto, junto con el hecho de que el usuario tiende a asignar valores estándar a las caídas de presión en la entrada y en el escape, hace que una reducción del 15% en la especificación ISO sea una atinada primera estimación de la potencia nominal en el lugar de instalación en un lugar típico de E. U.

Aunque es sencillo evaluar el efecto de esos factores, es más difícil determinar la influencia de otras condiciones del lugar en la salida de potencia y **operación** de la turbina. Considérese, por ejemplo, la calidad del aire; si arrastra polvo, arena o nieblas salinas, se requieren mejores filtros en la admisión, quizá dos o tres filtros con separador de humedad, pero aumentan la caída de presión en la entrada y reducen la salida de potencia.

También puede ser necesario reducir la potencia nominal (despotenciar) si penetran en la turbina vapores o productos de combustión. Los vapores pueden ser de aceite y provenir de un respiradero mal instalado **en** la turbina o del depósito de aceite lubricante del **equipo** propulsado. Sin nada más, la admisión de gases de combustión de otros equipos de la **planta aumentan** la temperatura de entrada a la turbina y reducen su potencia.

En algunos climas muy fríos hay la **posibilidad** de formación de hielo, cuando se combinan la humedad relativa y la temperatura ambiente; el hielo se nota en el lado de corriente abajo del filtro de aire o en la campana

de entrada al compresor. En casos extremos, pueden entrar trozos de hielo en el compresor y dañar las paletas. Para evitar este problema, se hace pasar aire caliente de la descarga del compresor a los filtros, mediante control manual o automático.

En todas las zonas de clima muy frío se puede formar hielo, lo cual ocurre a temperaturas de entre 42°F y 36°F, si hay alta humedad relativa, y también influyen las variaciones en la caída de presión en el sistema de entrada de aire.

En resumen, cuando se reduce la potencia nominal ISO de acuerdo con las condiciones del sitio de instalación, hay que tenerlas en cuenta. La turbina se puede ensuciar por las condiciones del medio ambiente y debido al combustible. Hay que tenerlo en consideración y se requiere potencia mayor que la nominal para el sitio si se quiere garantizar una operación continua de la planta al 100% de capacidad. De hecho, en la Norma API 617 para compresores centrífugos de servicio general en refinerías, exige que las dimensiones de las turbinas de vapor sean tales que desarrollen el 110% de la potencia máxima requerida para impulsar el equipo; se requiere un margen similar en las de gas, al menos hasta que no haya normas específicas.

Evaluación de las aplicaciones

El que se emplee o no una turbina de gas en una planta de proceso implica la selección de ella o de una turbina de vapor con condensación. La turbina de vapor de contrapresión no tiene competidores.

Los aspectos principales al evaluar la turbina de gas para esa instalación son, por orden de importancia desde el punto de vista de la operación: 1) confiabilidad mecánica y facilidad de operación, 2) suministro de combustible, 3) recuperación de calor, 4) sistema de energía y balance de potencia de la planta; 5) economía de operación, y 6) costo de la inversión.

Confiabilidad mecánica y facilidad de operación

La IPQ ha tenido experiencia satisfactoria con las turbinas de gas bien seleccionadas, de la potencia adecuada y con buena instalación y mantenimiento. De hecho, la turbina de gas se considera igual que cualquier otro motor primario en estos aspectos. Resulta interesante hacer notar que los sistemas de turbinas por completo automáticos para el arranque, control y paro, se consideran ventajosos para muchos usuarios.

Un aspecto en el que la turbina de gas es inferior a la de vapor, es en la flexibilidad respecto a la velocidad. La operación de la turbina de gas a velocidad menor que la de diseño reduce la potencia y eficiencia. Sin embargo, el tipo de dos árboles disminuye estos inconvenientes un tanto, y en muchas aplicaciones en compresores con procesos de presión lija, como las de amoniaco, metanol y etileno, entre muchos otros, se ha dado demasiada importancia al requisito de una amplia gama de velocidades.

Suministro de combustible

La necesidad de combustibles de máxima calidad puede ser una limitación en el empleo de la turbina. Hay que evaluar el suministro, proveedor y precio y considerar los futuros cambios en la oferta y en los reglamentos gubernamentales. En muchos casos, la capacidad de la turbina para funcionar con doble o triple combustible puede ser factor decisivo. Sin embargo, la selección y suministro del combustible quedan fuera del alcance de este artículo.

En una planta ubicada en un campo de pozos de gas o construida para aprovechar una fuente particular de energía, sale sobrando considerar el asunto. Hay un caso similar cuando en una planta se produce algún gas como subproducto, de poco o ningún valor comercial y que debe quemarse en ella.

Recuperación de calor

Para compensar el costo del combustible, en casi todas las instalaciones de turbinas de gas hay un sistema para recuperación de calor de los gases de escape que, por fortuna, se puede incluir en muchas plantas de proceso. Ejemplos importantes son las calderas y calentadores. Se puede sustituir el vapor por los gases de escape, como fuente de calor para los equipos como los rehervidores y en procesos en donde se utiliza aire caliente para la cura o el secamiento. Hay que investigar el aprovechamiento del calor del gas de desecho.

Sistemas de energía y balance de potencia de la planta

Una vez determinado el combustible y establecida la posibilidad de recuperación de calor, hay que verificar la aplicación de la turbina de gas mediante un balance de energía de toda la planta. Esto requiere la consideración de lo siguiente: entrada de vapor al proceso, vapor generado por el proceso, vapor generado por las calderas de combustión, entrada total de energía (combustible y electricidad) en la planta; disipación de calor a la atmósfera y en el agua de enfriamiento, volumen de circulación de agua de enfriamiento y potencia mecánica requerida para compresores, bombas, generadores, etc.

Cuando se tienen todos esos datos, las turbinas de vapor pueden destinarse para utilizar todo el disponible y las turbinas de gas se pueden emplear para el balance de las necesidades de potencia mecánica, en forma coherente con las posibilidades de recuperación de calor.

Si la turbina de gas es la indicada, quedará de manifiesto en una reducción real en las necesidades de energía de la planta. Además, aparte del menor consumo de energía, se logran otros beneficios, como menos necesidades de tratamiento de agua para calderas y enfriamiento, menor circulación de agua de enfriamiento y menor contaminación ambiental.

Costo de inversión

Se debe estimar el costo de inversión para configuraciones alternas al decidir si se utiliza la turbina de gas. Aunque los costos directos de turbinas de gas y vapor, calderas con combustión y por recuperación de calor, condensadores, bombas para condensado, etc., se pueden estimar con precisión, los incrementos en costos son otra cuestión. Incluyen los gastos en calderas, torres de enfriamiento, instalaciones para tratamiento de agua, sistemas de distribución de vapor y agua de enfriamiento, protección ambiental y el costo de instalación. Hay que hacer estos cálculos en forma objetiva y no a la ligera.

Aunque ese análisis es muy completo y puede parecer complicado, hay muchos ejemplos de turbinas en la IPQ con resultados satisfactorios. Considérese por ejemplo una planta para amoniaco, en la cual el proceso genera suficiente vapor a alta presión para la turbina de vapor de gas sintético, de alta potencia con extracción y condensación que, a su vez, provee vapor a baja presión al reformador de gas sintético y el vapor necesario para equipo mecánico auxiliar. El balance de *energía* lo completa una turbina de gas que mueve el compresor de aire de proceso y suministra aire caliente para el horno del reformador, con una recuperación de calor de casi 100%.

Además, en la IPQ se utilizan muchas turbinas de gas para generación de energía eléctrica y cogeneración de electricidad y vapor.

Resumen

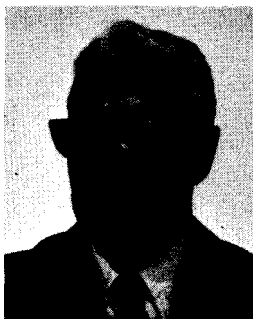
Las turbinas de gas han alcanzado un alto grado de perfeccionamiento, y hay un número incontable de ellas

instaladas en todo el mundo. Son unidades motrices integrales para plantas de proceso. Si se combinan con la recuperación de calor, permitirán ahorros en los costos de operación y se reducirá la contaminación. Sin embargo, para tener una instalación adecuada, hay que reconocer todos sus factores exclusivos desde el principio del proyecto en lo tocante a ingeniería, distribución física de la planta, instalación, operación y mantenimiento.

Referencias

1. Keenan, J. H., and Kaye, J., "Gas Tables," John Wiley & Sons, New York, 1948.
2. Keifer, P. J., Kinney, G. F., and Stuart, M. C., "Principles of Engineering Thermodynamics," 2nd ed., John Wiley & Sons, New York, 1954.
3. "API Standard 614, Lubrication, Shaft Sealing, and Control Oil Systems for Special Purpose Applications," American Petroleum Institute, Washington, 1973.
4. "API Standard 616, Combustion Gas Turbines for General Refinery Services," American Petroleum Institute, Washington, 1968.
5. "API Standard 617, Centrifugal Compressors for General Refinery Services," 4th ed., American Petroleum Institute, Washington, 1979.

El autor



Kai Molich es ingeniero principal de maquinaria en C.F. Braun & Co., 1000 South Fremont Avenue, Alhambra, CA 91802. Desde hace 25 años se ha especializado en maquinaria rotatoria de gran tamaño para las industrias petrolera y petroquímica. Tiene maestría en ingeniería por la Universidad Técnica de Dinamarca y Diplomados de Ingeniería Naval y Eléctrica por la Escuela de Ingeniería Naval, en Copenhague. Es ingeniero profesional registrado en California, Nueva York y Ohio e ingeniero naval con licencia.

Eficiencia de la turbina determinada con calculadora programable

Los datos disponibles, los requisitos del proceso, las características de la turbina y un programa de calculadora ofrecen, en la etapa de diseño, los medios para hacer estimaciones exactas del consumo de vapor de las turbinas.

Ronald P. Lapina, Consultor

Un enfoque razonable para estimar la eficiencia de las turbinas de vapor resultará valioso para el ingeniero de proceso. Hasta hace muy poco, las estimaciones de la eficiencia de las turbinas han sido más empíricas que científicas, y los ingenieros por lo común tratan de encontrar una aplicación anterior similar para consultarla.

Si no se conoce la cantidad de vapor requerida por cada turbina, la determinación del balance de vapor puede volverse un trabajo inútil. En este artículo se intenta llenar el hueco entre lo empírico y lo científico presentando un procedimiento con calculadora que debe suministrar los consumos de vapor con una aproximación del $\pm 10\%$ respecto a los en realidad requeridos.

La turbina de vapor

Una turbina de vapor convierte la energía potencial del vapor a altas temperatura y presión, mediante una serie de pasos de expansión, en energía mecánica que se puede utilizar para impulsar equipo rotatorio. Esto se ilustra con el tamaño creciente de la trayectoria del vapor desde la entrada hasta la descarga (izquierda a derecha en la Fig. 1). En este caso, la energía potencial del vapor se convierte en un chorro de alta velocidad en toberas estacionarias; el chorro se dirige hacia una hilera

de paletas móviles que convierten la energía cinética del chorro en energía mecánica.

Se utilizan dos tipos de etapas para esa conversión: etapas de impulsión o acción y etapas de reacción.

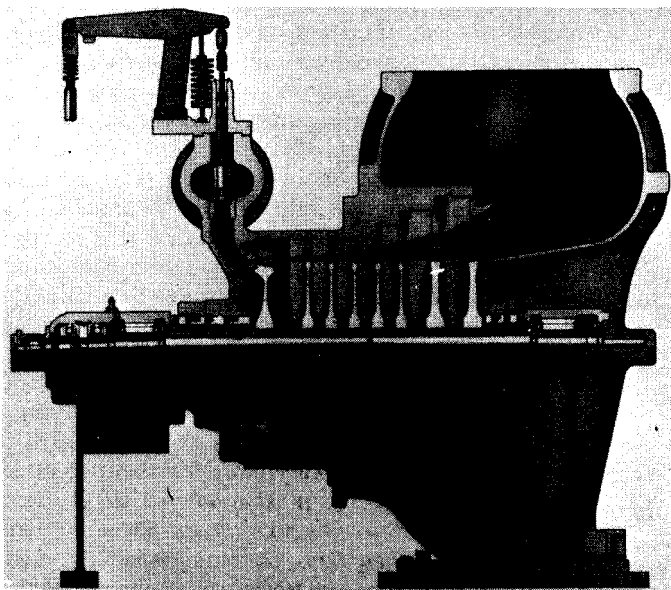


Fig. 1 Trayectorias del vapor en una turbina de etapas múltiples

Adaptación hecha de un libro previo del autor de este artículo titulado "TI-59 Manual for Estimating Centrifugal Compressor Performance", Process Compressor Technology, Vol. 2, ©1983 por Gulf Publishing Co., Houston, Tex.; todos los derechos reservados.

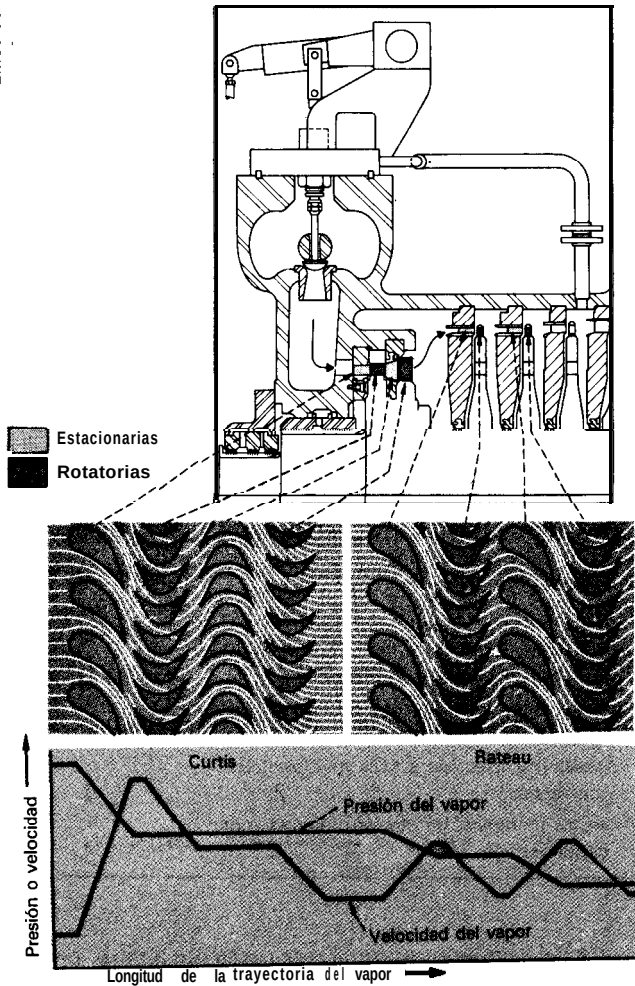


Fig. 2 Flujo del vapor en las etapas de impulsión

En las etapas de impulsión, la expansión del vapor sólo ocurre en las toberas estacionarias, y la energía cinética creada por esa expansión hace girar una hilera de álabes rotatorios. La presión del vapor permanece constante y su velocidad, con relación a los álabes, se reduce conforme avanza a lo largo de la hilera de paletas rotatorias.

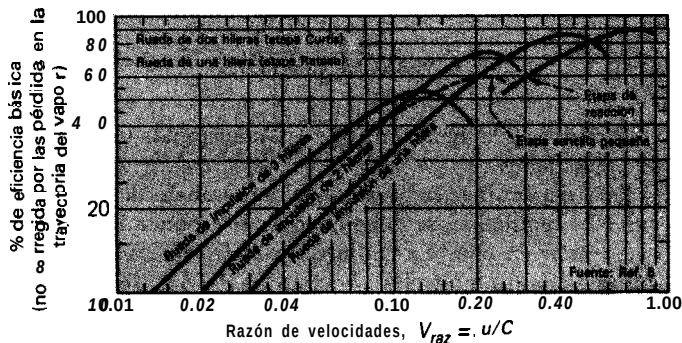


Fig. 3 Eficiencias básicas de las etapas de turbinas de vapor

Notación

C	Velocidad teórica del vapor, ft/s
d_e	Diámetro exterior de la rueda, in
G	Caudal (gasto) de vapor, lb _m /h
Δh_i	Diferencia isentrópica en entalpía, Btu/lb _m
$\Delta h'_i$	Diferencia isentrópica en entalpía corriente abajo de la válvula del regulador, Btu/lb _m
h_1	Entalpía en la entrada, Btu/lb _m
h_2	Entalpía en el escape, Btu/lb _m
h_{2s}	Entalpía isentrópica en el escape, Btu/lb _m
h_{2s}'	Entalpía isentrópica en el escape, basada en la presión corriente abajo de la válvula del regulador, Btu/lb _m
L	Trayectoria del vapor menos corrección por eficiencia
N	Velocidad de rotación, rpm
N_s	Número de etapas
P_1	Presión de entrada, psig
P'_1	Presión corriente abajo de la válvula del regulador, psia
POT	Potencia requerida en la turbina, jp
CV	Consumo de vapor, lb _m /(hp)(h)
u	Velocidad de las paletas, ft/s
V_{raz}	Razón (relación) de velocidades, adimensional
η_b	Eficiencia básica (Fig. 3)
η_c	Eficiencia básica corregida respecto a las pérdidas en la trayectoria del vapor
η_v	Eficiencia de la turbina de vapor

En las etapas de reacción, la expansión del vapor ocurre tanto en las hileras de paletas estacionarias, como en las hileras de las rotatorias. La presión del vapor se reduce y su velocidad con relación a las paletas, aumenta a medida que avanza por la hilera rotatoria.

Dado que casi no existe caída de presión en las hileras rotatorias de las turbinas de impulsión, éstas se caracterizan por sus bajas cargas de empuje. Por otra parte, las turbinas de reacción tienen elevadas cargas de empuje, por la caída de presión en las hileras rotatorias. Las turbinas de impulsión pueden extraer más energía del vapor por hilera que en las de reacción, por lo cual pueden ser más cortas y fuertes. Sin embargo, las etapas en las de reacción son más eficientes.

La mayor parte de las turbinas que se fabrican en Estados Unidos son de impulsión; por tanto, en el resto de arte artículo sólo se hará referencia a ellas.

Tipos de etapas de impulsión

Las turbinas de vapor de impulsión tienen dos tipos de etapas o pasos:

- Etapa de dos hileras o Curtis, llamada también etapa compuesta respecto a la velocidad.

- Etapa de una hilera o Rateau, llamada también etapa compuesta respecto a la presión.

La etapa Curtis consiste en una hilera de toberas estacionarias seguida por una hilera rotatoria de álabes, una hilera estacionaria de álabes inversores y, por último, una segunda hilera de álabes rotatorios. En la figura 2

se ilustran los perfiles de velocidad y presión del vapor de la etapa Curtis en una turbina que tenga etapas Curtis y Rateau.

La etapa Rateau consiste en una hilera estacionaria de toberas seguida por una sola hilera rotatoria de álabes. En la figura 2 se muestran los perfiles de velocidad y vapor para esas etapas.

La etapa Curtis puede extraer más energía del vapor que la Rateau. Las turbinas con etapas Curtis son más cortas y más fuertes. La etapa Rateau produce mayor eficiencia.

La turbina de una etapa para uso general, casi siempre incluye una sola etapa Curtis; las de etapas múltiples, por lo general, tendrán etapas Rateau. Cuando la energía del vapor entre las condiciones a la entrada y la salida es demasiado alta para un número razonable de etapas Rateau, a menudo se utilizan una o dos etapas Curtis en el extremo delantero, o sea en la entrada, para extraer suficiente energía y mantener una longitud razonable de la turbina. Esta opción se ilustra en la figura 2.

Para sencillez, supóngase que las turbinas tienen las siguientes etapas:

- Una etapa: una etapa Curtis.
- Etapas múltiples: todas las etapas son Rateau.

Energía y eficiencia en las turbinas de vapor

La eficiencia básica de una turbina de una etapa es función de la relación (razón) de velocidades (Fig. 3). La razón de velocidades se define con:

$$V_{raz} = u/C \quad (1)$$

La velocidad de las paletas, u , se expresa con:

$$u = N\pi d_p/720 \quad (2)$$

La velocidad teórica, C , del vapor en función de la diferencia isoentrópica disponible en entalpía y del número de etapas, N . La diferencia isoentrópica, Δh_s , en entalpía se define como la entalpía a la presión y temperatura de entrada del vapor menos la entalpía a la presión de escape y la entropía en la entrada, o sea:

$$\Delta h_s = h_1 - h_{2s} \quad (3)$$

Entonces, la velocidad teórica del vapor es:

$$C = 224\sqrt{\Delta h_s \text{ por etapa}} \quad (4)$$

Después de considerar la caída de presión en la válvula del regulador se alterarán ligeramente las ecuaciones (3) y (4).

Caída de presión en el regulador

La diferencia principal entre las turbinas de válvula sencilla y de válvulas múltiples es la caída de presión, o sea la pérdida de energía útil en la válvula del regulador. El regulador de válvulas múltiples tiene menor caída de presión que el de una sola válvula. Debido al efecto de Joule-Thomson, la entalpía corriente abajo de la vál-

Tabla I Diámetros de ruedas y velocidades nominales para turbinas de vapor

Una etapa		Etapas múltiples	
Velocidad, N , rpm	Diámetro, d_p , in	Velocidad, N , rpm	Diámetro, d_p , in
6,000*	15	12,000	15
6,000	20	8,500	20
5,000	25	6,800	25
4,000	30	5,700	30
		4,800	35
		4,250	40

*Para turbinas de una etapa y velocidades dentro de los límites de 6 000 rpm, se debe considerar rueda de 15 in para potencia requerida hasta de 200 hp y la rueda de 20 in para potencia requerida mayor de 200 hp.

Tabla II Índices para clasificación de turbinas de vapor

Tipo de turbina	Índice
Una etapa y de etapas múltiples de válvula sencilla, con contrapresión	1
Una etapa y de etapas múltiples de válvula sencilla, con condensación	2
Válvulas múltiples, de etapas múltiples, con contrapresión	3
Válvulas múltiples, de etapas múltiples, con condensación	4

vula del regulador es igual que corriente arriba, pero la presión corriente abajo es menor.

Si se examina un diagrama de Mollier para el vapor, se encontrará que la diferencia isoentrópica en la entalpía si se parte de la presión más baja corriente abajo de la válvula es menor de la que se tendría si se parte de la presión corriente arriba, porque la presión de escape se fija. Además, cuanto más alta sea la caída de presión en la válvula, menor será la diferencia isoentrópica disponible en la entalpía para tener potencia útil.

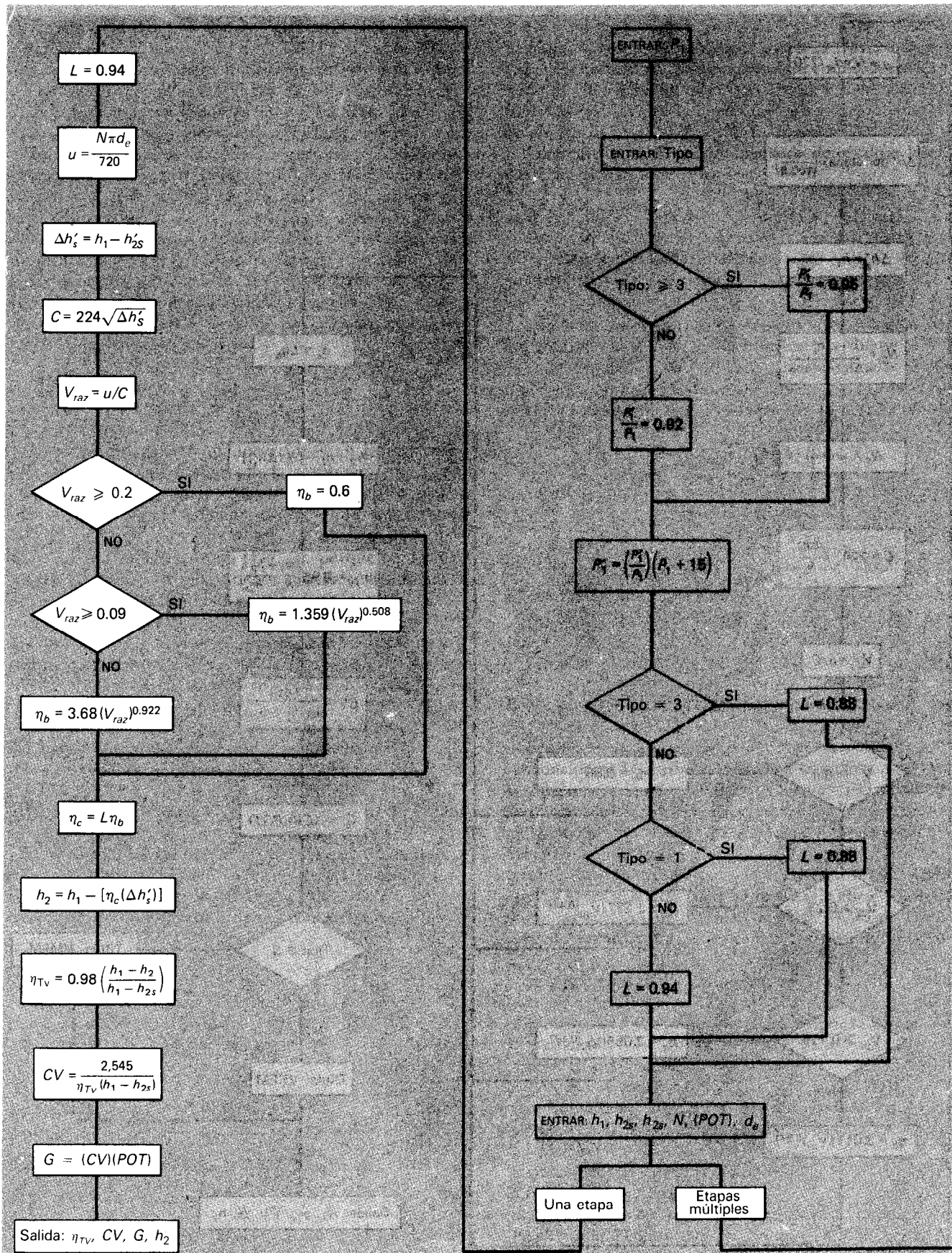
La entalpía isoentrópica en el escape resultante de la presión corriente abajo de la válvula del regulador se define como h

$$\Delta h'_s = h_1 - h'_s \quad (5)$$

$$C = 224\sqrt{\Delta h'_s \text{ por etapa}} \quad (6)$$

Se utilizará la ecuación (6) para determinar la razón de velocidades.

Para determinar la presión corriente abajo de la válvula del regulador, se debe conocer o suponer la caída de presión en ella. La caída de presión en un regulador de válvulas múltiples es del orden del 5 % de la presión de entrada del vapor. En el regulador de una válvula, incluso en la turbina de una etapa de uso general, esa caída es de alrededor del 8%. Con estos valores se pueden lograr estimaciones útiles.



Algoritmo del programa para estimar con exactitud la eficiencia, el caudal de vapor, consumo de vapor y entalpía

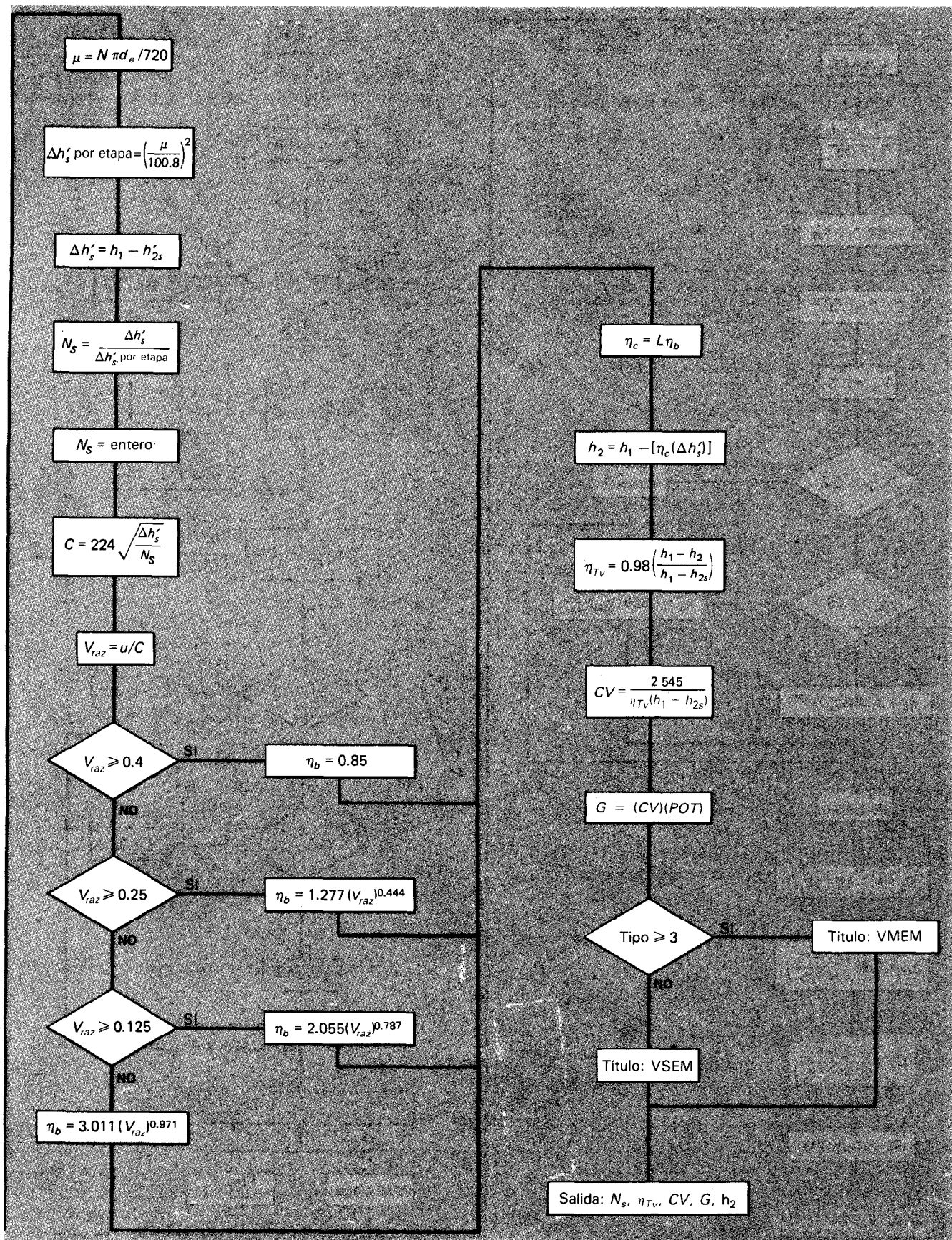


Fig. 4
en el escape para turbinas de una etapa y etapas múltiples y el número de etapas para turbinas de etapas múltiples

Número de etapas de la turbina

Dado que se conoce el número de etapas en una turbina de una etapa, se puede determinar de inmediato la velocidad teórica del vapor, que llevará a la razón de velocidades y a la eficiencia básica (Fig. 3).

En una turbina de etapas múltiples no se conocerán el número de etapas ni la razón de velocidades. En este caso, se puede hacer una conjetura inicial de la razón de velocidades y establecer la definitiva después de calcular el número de etapas. En la figura 3 se encuentra que la etapa Rateau tiene la eficiencia pico con una razón de velocidades de alrededor de 0.45; por tanto, se puede suponer una razón inicial de velocidades de 0.45, y con ella se puede estimar el valor de Ah , por etapa y calcular el número de etapas con:

$$N_s = \frac{h_1 - h'_{2s}}{\Delta h'_s \text{ por etapa}} \quad (7)$$

Después de realizar las operaciones en la ecuación (7), debe redondearse el resultado al número entero de etapas inmediato inferior ¿Por qué el inferior? La turbina más eficiente para trabajar en condiciones que no son las de diseño, es la que se selecciona a la izquierda del punto de máxima eficiencia (Fig. 3), porque conforme se la estrangula para tener menor caballaje, se aumenta la razón de velocidades. Si se selecciona una turbina a la izquierda del punto de máxima eficiencia, la eficiencia básica aumentará con la estrangulación. A la inversa, si se selecciona una turbina a la derecha del punto máximo, la eficiencia se reduciría con rapidez con la estrangulación.

Una vez que se conoce el número de etapas, es posible calcular la razón real de velocidades y determinar la eficiencia básica con la figura 3.

Eficiencia básica

Si se quiere establecer un programa para calculadora, hay que hacer un ajuste de curvas en la figura 3. Para ello, se dividen las curvas en varias rectas. Las ecuaciones resultantes para ajuste de las curvas son:

Etapas Curtis:

$$V_{raz} \geq 0.2: \quad \eta_b = 0.6 \quad (8)$$

$$0.2 > V_{raz} \geq 0.09: \quad \eta_b = 1.359(V_{raz})^{0.508} \quad (9)$$

$$V_{raz} < 0.09: \quad \eta_b = 3.68(V_{raz})^{0.922} \quad (10)$$

Etapas Rateau.

$$V_{raz} \geq 0.4: \quad \eta_b = 0.85 \quad (11)$$

$$0.4 > V_{raz} \geq 0.25: \quad \eta_b = 1.277(V_{raz})^{0.444} \quad (12)$$

$$0.25 > V_{raz} \geq 0.125: \quad \eta_b = 2.055(V_{raz})^{0.787} \quad (13)$$

$$V_{raz} < 0.125: \quad \eta_b = 3.011(V_{raz})^{0.971} \quad (14)$$

Quizá no se necesiten las ecuaciones (13) y (14), porque la razón de velocidades para las etapas Rateau será menor que 0.45, debido al redondeo al número entero inmediato inferior de etapas.

Hay que hacer cierta reducción en la eficiencia básica para tener en cuenta las pérdidas en la trayectoria del vapor en la turbina. Una buena regla empírica sería reducir la eficiencia de las curvas en un 6% en todas las turbinas, excepto en la de etapas múltiples sin condensación, en la cual 12% sería un mejor valor.

Ya conocida la eficiencia, se puede determinar la entalpía en la descarga con:

$$h_2 = h_1 - \eta_c(h_1 - h'_{2s}) \quad (15)$$

Eficiencia de la turbina y consumo del vapor

La eficiencia de la turbina debe estar en relación con la entalpía real en la entrada, corriente arriba de la válvula del regulador. Además, en esta eficiencia se deben tener en cuenta las pérdidas mecánicas. Se puede suponer que estas pérdidas son del orden del 2%; por tanto,

$$\eta_{T_v} = 0.98 \left[\frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_{2s}} \right] \quad (16)$$

y el consumo de vapor se calcula con:

$$CV = \frac{2.545}{\eta_{T_v}(h_1 - h_{2s})} \quad (17)$$

Entonces, el caudal (gasto) requerido de vapor es:

$$G = (CV)(POT) \quad (18)$$

Enfoque del programa

Se puede diseñar un programa para calculadora a fin de considerar las turbinas de etapa sencilla y de etapas múltiples, con condensación y sin ella, es decir, con presiones de escape inferiores y superiores a la atmosférica, respectivamente, y los reguladores de válvula sencilla y de válvulas múltiples.

El programa se puede crear para incluir los ajustes de curvas antes descritos para las curvas de eficiencia básica de las etapas Curtis y Rateau (Fig. 3). El programa serviría para calcular y presentar los resultados de las ecuaciones (1), (2), (5) y (6) y utilizarlos para calcular y exhibir los resultados de las ecuaciones (7) y (15) hasta (18).

Para ejecutar un programa de este tipo, se necesitaría lo siguiente:

Presión de entrada, P ,

Entalpía de entrada, h_1

Entalpía isoentrópica en el escape basada en P_2 , h_{2s} ,

Entalpía isoentrópica en el escape basada en P'_1 , h'_{2s} ,

Diámetro exterior de la rueda, d_e

Velocidad de rotación, N

Salida de potencia requerida, (POT) .

La entalpía de entrada, h_1 se podría obtener con un diagrama de Mollier para el vapor, al situar la presión y temperatura de entrada del vapor en la turbina.

Se podría obtener la entalpía isoentrópica en el escape basada en P_2 , h_{2s} , si se sigue una línea de entropía

constante en el diagrama de Mollier, a partir del punto de presión y temperatura de entrada hasta la presión de escape de la turbina.

Una vez que se conoce la presión corriente abajo de la válvula del regulador, P'_1 se podría determinar la entalpía isoentrópica, h'_2 , en el escape si se sigue una línea de entropía constante desde el punto del estado, corriente abajo de la válvula del regulador, definida por h_1 y P'_1 , hasta la presión en el escape.

El diámetro exterior de la rueda se obtiene con el fabricante. Para estimaciones generales, se podría utilizar la tabla 1, si se tiene en cuenta que la velocidad, por lo general, la determinará el equipo impulsado, salvo que se utilice engranaje de cambio de velocidad. Al seleccionar un diámetro en la tabla 1, hay que utilizar la velocidad más cercana que se encuentre en ella. Después, se utiliza este diámetro junto con la velocidad real requerida por el equipo impulsado.

Cuando se estima el diámetro de la rueda con la tabla 1, se debe tener presente que:

1. Los diámetros reales y límites (rango) de velocidades en que se utilizan las ruedas variarán según el fabricante de la turbina. La tabla 1 se debe considerar como típica.

2. Un fabricante puede seleccionar una rueda de diámetro más pequeño y utilizar más ruedas en vez de una de diámetro grande y menos número de ellas por muchas razones. Por ejemplo, para aplicaciones de bajo caballaje y alta energía, el flujo de vapor requerido podría ser demasiado bajo para utilizarlo con anillos de toberas con arco de admisión de alto porcentaje. La eficiencia de las etapas es función del arco de admisión. Una rueda de diámetro más pequeño puede aumentar ese arco y se tendrá una eficiencia mayor de la etapa.

3. El efecto más grande del diámetro seleccionado en las turbinas de etapas múltiples se tendrá en el número calculado de etapas, porque se tratará de establecer una razón de velocidades cercana a 0.45. Cualquier efecto en la eficiencia o en el consumo de vapor será insignificante.

Para hacer más adaptable el programa, se debe incluir un índice del tipo de turbina, por ejemplo, de

válvula sencilla y contrapresión; de válvula sencilla con condensación; de válvulas múltiples con contrapresión, y de válvulas múltiples, con condensación. Este índice se presenta en la tabla II.

Programa para calculadora

Con las ecuaciones y los enfoques analizados se puede escribir un programa para calculadora con el que se estimaría el número de etapas, la eficiencia de la turbina, el consumo de vapor, la entalpía en la descarga y el flujo requerido de vapor para turbinas de una o de múltiples etapas, con condensación y con contrapresión. Este programa se ilustra en la figura 4.

Referencias

1. Bergeron, W. L., "Steam Turbines," Reprint 174, Elliott Co., Jeannette, Pa., April 1977.
2. Turbine Seminar, Elliott Co., Jeannette, Pa.
3. Lapina, R. P., "TI-59 Manual for Estimating Centrifugal Compressor Performance," Process Compressor Technology, Vol. 2, Gulf Publishing Co., Houston, Tex., 1983.
4. Skrotzki, B. G. A., Steam Turbines, reprint, Power, June 1962.
5. Gartmann, H. (editor), "DeLaval Engineering Handbook," 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 1970.

El autor



Ronald P. Lapina, (3102 Hollow Circle, Missouri City, TX 77459), trabajó muchos años en Elliott Co., fabricante de compresores centrífugos y turbinas de vapor. En esta compañía desempeñó cargos relacionados con ingeniería de aplicaciones, servicio y de campo, así como en mercadeo. También estuvo empleado en Procon International, como ingeniero mecánico principal, encargado de especificar y evaluar equipo mecánico. Tiene licenciatura en ingeniería aeroespacial y maestría en ingeniería mecánica, ambas por la Universidad de Pittsburgh, y es ingeniero profesional en Texas.

Sección VII

Unidades motrices de velocidad ajustable

Selección de unidades motrices de velocidad ajustable

Selección de unidades motrices de velocidad ajustab

Cinco tipos de unidades motrices de velocidad ajustable predominan en las plantas de proceso.

ca de estado sólido. Está ganando uso cada vez más extenso porque ahorra energía.

CC de estado sólido. La unidad motriz que es todavía la más común en la industria en general.

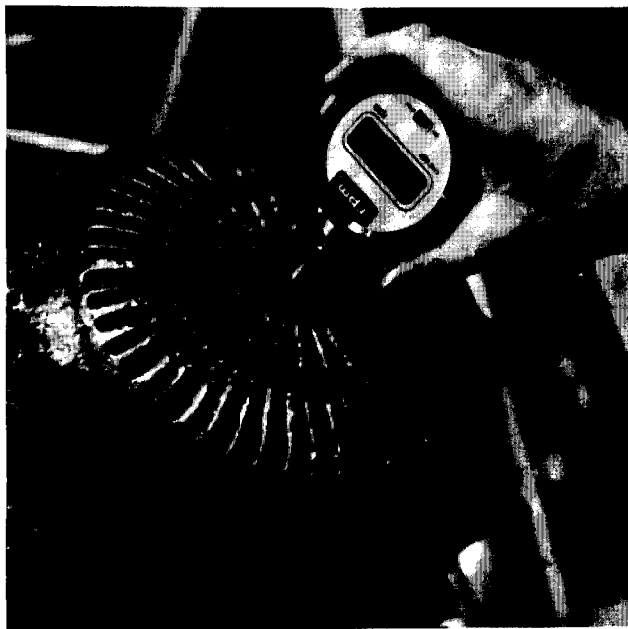
Mecánica. La respuesta más sencilla en muchas operaciones que requieren velocidad variable.

Electromecánica. La elección en algunos servicios es donde es crítico un control preciso para cambio rápido de velocidad.

Fluida: Una unidad motriz muy resistente para manejar cargas grandes.

Cada tipo tiene sus ventajas que lo hacen el más idóneo para una aplicación particular. En este artículo se presentan orientaciones para seleccionar la unidad motriz adecuada de velocidad ajustable para diferentes requisitos.

Thomas R.. Doll, Reliance Electric Co.



En las plantas de proceso se han adoptado nuevos conceptos para reducir el consumo de energía. Los crecientes costos de la energía, por ejemplo, han ocasionado que se dé mayor importancia a la eficiencia de los sistemas de unidades motrices.

En el pasado, el flujo de los líquidos de proceso, por lo general, se regulaba con estrangulación, en donde se hacía funcionar la bomba a su plena velocidad constante y se restringía el flujo con una válvula de control para variarlo. Pero esto desperdiciaba energía.

Muchas bombas centrífugas, compresores, sopladores y ventiladores en las plantas de proceso tienen requisitos de carga con fluctuaciones, pero sus unidades motrices son de un tamaño adecuado para la máxima demanda; aunque, como se indica en la figura 1, esa demanda sólo ocurre durante una pequeña parte del tiempo total de funcionamiento. El control del flujo con una válvula, registros, aspas o acoplamientos deslizables es como manejar un automóvil con el pedal del acelerador a fondo y, luego, ir aplicando los frenos y oprimiendo a medras el pedal del embrague para regular la velocidad.

Los cuadros o bucles para control del proceso se controlan, cada vez más, con unidades motrices de velocidad ajustable, en especial las de ca de estado sólido, porque ofrecen la capacidad de control del consumo de energía en la máquina motriz como se indica en el recuadro de esta página y funcionan con seguridad en atmósferas peligrosas. Además, pueden responder a una serie de sensores que pueden cambiar su velocidad en proporción con las señales de los sensores producidas por variables como son temperatura, presión, nivel, densidad o viscosidad.

Tipos básicos de unidades motrices de velocidad ajustable

Las unidades motrices de velocidad variable en las plantas de proceso son muy amplias. Muchos tipos de bombas (centrífugas, de desplazamiento positivo, de tornillo, etc.) y ventiladores (enfriamiento de aire, torres de enfriamiento, calefacción y ventilación, etc.) así como mezcladoras, transportadores, secadoras, calan-

drias, trituradores, ciertos tipos de compresores y sopladores, agitadores y extruidores se impulsan a velocidad variable con unidades motrices de velocidad ajustable.

Muchas de las unidades motrices de velocidad variable en las plantas de proceso son de menos de 500 hp. Dentro de este grupo hay cinco tipos principales: ca de estado sólido, cc de estado sólido, mecánicas, electromecánicas y fluidas.

Debido a que las unidades motrices de ca y cc alteran la velocidad de funcionamiento del motor primario, son las preferidas cuando el ahorro de energía es una consideración primordial. Sin embargo, los otros tipos de unidades motrices tienen cualidades que las hacen adecuadas para ciertas aplicaciones.

Las unidades motrices mecánicas con bandas (correas), sencillas y poco costosas, tienen funcionamiento suave y pueden absorber cargas de choque considerables. Además, el mantenimiento es sencillo. Dentro de una gama limitada, las bandas pueden funcionar con reducción continua. Como son ligeras de peso, se utilizan con frecuencia en equipo móvil como las revolventoras de concreto (hormigoneras) portátiles.

En aplicaciones en donde se requieren cambios precisos y rápidos en la velocidad, son adecuados los embragues electromecánicos. Los mecanismos de control de ellos son muy adaptables para entradas relacionadas con el proceso. Al variar el deslizamiento, las unidades motrices electromecánicas producen control indirecto de algunas variables como son velocidad, posición y potencia.

El motor eléctrico de rotor devanado es similar al de inducción de ca, excepto que el rotor tiene devanados

conectados con tres anillos colectores (deslizantes o rozantes). El control externo de la resistencia en los circuitos de rotor y anillos colectores permite que el motor funcione como unidad motriz de velocidad variable. Cuando se aumenta esa resistencia se reduce la velocidad del motor, porque la corriente enviada a través de los resistores se convierte en calor, que se disipa como pérdida por deslizamiento.

Los embragues de corriente parásita son los más comunes en las unidades motrices electromagnéticas de velocidad ajustable. Permiten un control preciso del par (torsión) y son de larga duración cuando son de acoplamiento directo, sin bandas.

Las unidades motrices hidrovíscosas son ideales para aplicaciones que deben ser de funcionamiento continuo y de alto caballaje. Pueden funcionar en lugares con grandes variaciones de temperatura y en donde hay partículas abrasivas. Otra ventaja de dichas unidades hidrovíscosas y de todas las fluidas es su seguridad inherente. Debido a que el par se transmite por medio del líquido, no hay piezas deslizables que produzcan chispas y el funcionamiento es muy suave.

Criterio del factor de carga

El procedimiento de selección de la unidad motriz ideal en una aplicación particular es muy complejo. No sólo se debe tener en cuenta la resistencia física, adaptabilidad del control, eficiencia, costo inicial, duración útil y ambiente, sino también el tipo de carga.

Muchas aplicaciones quedan en la categoría de par variable, por ejemplo, las bombas centrífugas y los ven-

Las **características** de rendimiento y funcionamiento de las unidades de velocidad

Sistema Tipo de unidad motriz	Estado sólido		Electromecánica	
	Eléctrica, ca	Eléctrica, cc	Embrague de corriente parásita	Motor de rotor devanado
Potencia máxima, hp	500+	500+	500+	500+
Reducción máxima	>10:1	Infinita	5:1	Infinita
Regulación de velocidad, %	0.5	1.0	3 a 5	2 a 5
Eficiencia total*, †				
Par constante	9	9	8	8
Par variable	8	8	5	5
Confiabilidad"	9	9	7	8
Facilidad de mantenimiento*	9	9	7	7
Complejidad ††	10	8	7	7
Forma de control	Cuadro abierto, operador remoto	Retroalimentación del tacómetro, operador remoto	Cuadro cerrado	Cuadro cerrado, manual
Características de funcionamiento	Mínimo mantenimiento; gran eficiencia	Buena respuesta a baja velocidad, ubicación precisa, mantenimiento moderado	Capacidad para par variable	Estable hasta 58% de velocidad nominal
Aplicaciones	Donde el mantenimiento es difícil y la energía muy costosa	Cuando se necesita gran control en amplia gama de velocidad y las chispas no son peligrosas	Ventiladores	Bombas grandes, altas cargas de inercia

* Escala de calificación: 10 = la mejor, 1 = la peor.

En unidades que no sean eléctricas, la eficiencia total incluye al motor de inducción.

†† Los números bajos son más deseables en esta categoría.

El volumen de las bombas y ventiladores centrífugos está en relación exponencial con el caballaje del motor.

La primera gráfica indica que la relación entre el flujo y la velocidad del motor es lineal; cuando se necesita más flujo, se logrará con un aumento proporcional en la velocidad del motor.

La segunda gráfica indica que la presión en la tubería aumenta en relación con el cuadrado de la velocidad del motor. La tercera gráfica indica que la potencia requerida en el motor aumenta en relación con el cubo de la velocidad del motor.

Esta tabla demuestra la gran reducción en la potencia requerida cuando disminuye el flujo. Por ejemplo, al reducir el flujo en 20 % baja en proporción la velocidad del motor, pero la potencia requerida disminuye en 49 %.

Velocidad, %	Flujo, %	Caballaje requerido, %
100	100	100
90	90	73
80	80	51
70	70	34
60	60	22
50	50	13
40	40	6
30	30	3

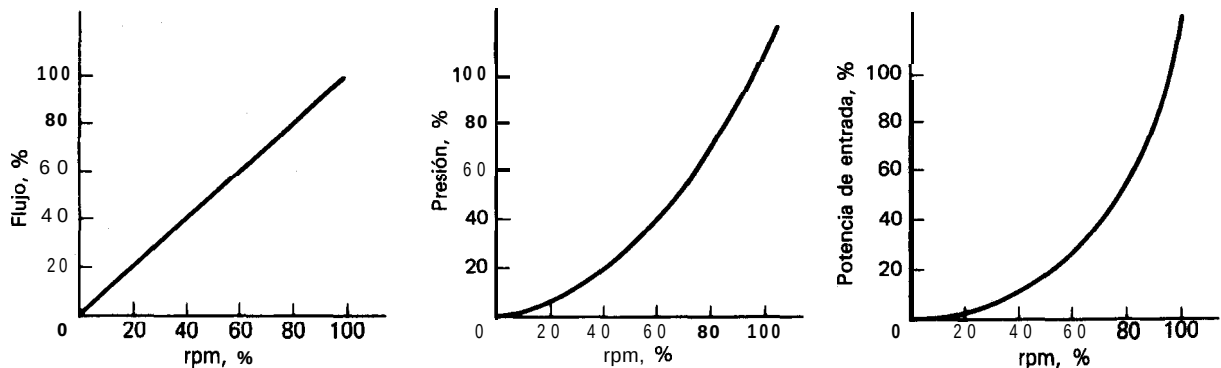


Fig. 1 Relación entre flujo y potencia: la clave para ahorrar energía

ajustable son la guía para seleccionar la unidad adecuada

Mecánica			Fluida	
Banda de caucho	Cadena metálica	Bloques de madera	Hidrodinámica	Hidroviscosa
100 10:1 2 a 5	100 6:1 0.5 a 2	20 12:1 3 a 5	500+ 3:1 3.5#	500† 20:1 3
4 6 7 9 1	8 7 6 6 3	4 7 6 8 2	7 5 8 8 a	7 5 9 9 9
Pneumático, manual, tornillo Vernier	eléctrico, Manual, hidráulico, tornillo Vernier	Tornillo Vernier	Manual o remoto con el ángulo de tubo recolector	Variación mecánica de distancia entre discos
Protección contra sobrecarga y atascamiento	Compacta, sin protección para sobrecarga	Gran protección para sobrecarga y atascamiento; par elevado	Baja eficiencia a baja velocidad; buena para cargas verticales altas	Transición suave en cambios de velocidad
Transportadores, bombas	Transportadores, ventiladores y bombas	Trituradoras, mezcladoras	Motores con engranes, compresores, molinos de bolas, transportadores, quebradoras, separadores grandes	Bombas para lodos, oleoductos y buques; ventiladores y transportadores grandes

† Los números bajos son más deseables en esta categoría.

Regulación muy deficiente a bajas velocidades.

tiladores. El par aumenta por el cuadrado de la velocidad (véase la segunda gráfica de la Fig. 1). Las unidades motrices que se suelen seleccionar son mecánicas y eléctricas.

Los equipos como bombas de tornillo, bombas de lodos, transportadores y extruidores requieren par constante en la unidad motriz para mantener una salida

constante. En estos casos, la selección es mucho más compleja y se debe tener en cuenta la capacidad del motor para poner en movimiento la elevada carga de fricción. Por lo general, se prefieren las unidades motrices eléctrica, fluida y electromecánica de deslizamiento para este tipo de carga.

Unidad motriz de ca de estado sólido

Ésta consta de un motor y controlador que procesa la corriente de la línea de modo que se pueda variar la velocidad de rotación del eje del motor según los requisitos de funcionamiento.

Hay dos tipos básicos disponibles: de corriente alterna y de corriente continua. En la actualidad el mayor número de unidades motrices en la industria total son las de CC. Hasta hace poco, los tipos de ca no eran competitivos en costo con los otros tipos, en particular los de CC debido a la compleja tecnología para variar la velocidad de un motor de ca. Pero los adelantos en los últimos años han permitido importantes reducciones en los costos y se renovó el interés por las unidades motrices de ca (véase el recuadro siguiente).

Aunque los controladores de frecuencia variable son complejos, los motores de ca no lo son y esta sencillez básica de los motores de ca hizo que los diseñadores pudieran mejorar el rendimiento de esos sistemas de control.

El motor de ca es más ligero, pequeño, fuerte, menos costoso y se obtiene con más facilidad que los de CC. No

tiene escobillas ni conmutador que se gasten ni produzcan chispas. Además, las mejoras en la eficiencia en los últimos años han hecho más deseables los motores de ca. Los pequeños funcionan con 90% o más de eficiencia y los grandes con más del 96%.

Nueva generación de controladores de ca

Los adelantos en dichas unidades motrices de ca coincidieron con el perfeccionamiento de los interruptores de estado sólido, en particular el rectificador controlado de silicio (RCS o SCR, por sus siglas en inglés) que todavía se utiliza en los equipos grandes. No obstante lo buenos que son los RCS convencionales, no han sido la solución perfecta en los complejos circuitos de los controladores de ca (véase recuadro página 304. El problema es que los RCS introducen complejidad adicional; una vez encendidos hay que apagarlos periódicamente con lo que se conoce como circuito de conmutación.

Sin embargo, hace cinco o seis años, el perfeccionamiento de los controladores de ca tuvo un nuevo adelanto. Se introdujo una nueva generación de controladores basados en transistores de potencia grandes (para 460V) en lugar de los RCS. Los transistores tienen la ventaja de que no necesitan un voluminoso circuito de conmutación. Por tanto, los nuevos controladores son más sencillos y confiables, a la vez que más pequeños y menos costosos que los basados en RCS.

Otro adelanto en los controladores de ca que ha simplificado los sistemas a base de RCS es el interruptor o conmutador por compuerta (GTO). Es un RCS pero se apaga con una señal negativa en la terminal de compuerta, en lugar de necesitar un circuito de conmutación para interrumpir el paso de las señales.

Dimensionamiento de los controladores de ca

El factor individual más importante para seleccionar una unidad motriz de ca es la corriente máxima, para servicio continuo o de corta duración, que debe manejar. Los elevados pares de arranque requieren corrientes muy altas que pueden exceder la capacidad del controlador aunque según los cálculos matemáticos puedan ser capaces de manejar las necesidades de corriente para velocidad constante en la aplicación.

El aspecto clave que se debe conocer para determinar el tamaño de un controlador es la corriente a plena carga a la velocidad base, o sea la corriente necesaria para

Ahorro de kilowatts

Gran parte del interés de las unidades motrices de ca es por los grandes ahorros potenciales de energía. La razón es sencilla: hay más motores de ca para bombas, ventiladores, compresores, transportadores, centrífugas, quebradoras y otros equipos que cualquier otro tipo de máquina motriz. La gran mayoría de estos motores trabajan a su velocidad base o constante, aunque no se necesite.

Al reducir la velocidad del motor durante los periodos de baja demanda, se pueden ahorrar cantidades considerables de energía. Aunque las unidades motrices de CC también pueden ahorrar energía, hay muchos menos motores de CC que de ca en la industria de procesos; las unidades motrices de CC no son tan adecuadas para las numerosas aplicaciones en que se emplean las de ca. Esta capacidad de ahorro de energía es otra ventaja de la ca sobre las unidades motrices mecánicas, electromecánicas y fluidas.

Casi todas las unidades motrices de ca de velocidad ajustable funcionan con una eficiencia total de alrededor de 90% y en una gama de mediana hasta plena velocidad.

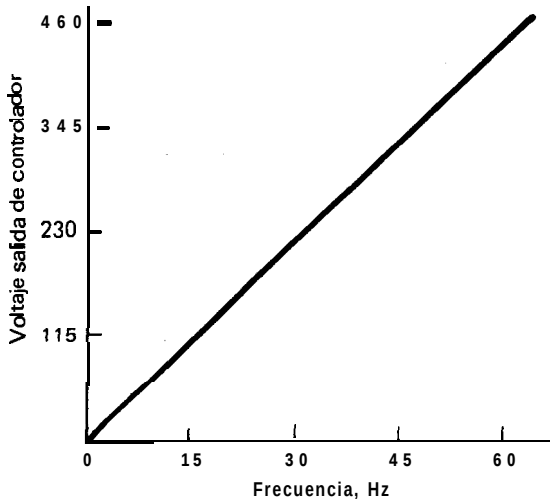


Fig. 2 El controlador aplica volts y hertz en relaciones específicas

el motor del tamaño correcto que funcione en las condiciones previstas de carga.

Cómo funcionan los controladores de ca

La mayor parte de los controladores de ca de estado sólido, con velocidad ajustable, empleados con motores estándar de inducción producen frecuencia y voltaje variables para controlarlos. Se controla la frecuencia para variar la velocidad del motor:

$$\text{Velocidad} \propto (K \times \text{Frecuencia})/N$$

en donde $K = 120$ y $N =$ número de polos magnéticos

El voltaje se varía junto con la frecuencia de modo que la densidad de flujo en el entrehierro entre el rotor y, por lo tanto, el par producido por el motor se puedan controlar

En donde $\Phi_{\text{entrehierro}}$ = densidad de flujo magnético.

En el caso típico se mantiene una relación constante entre voltaje (tensión) y frecuencia (volts por Hertz) (Fig. 2).

Los componentes básicos de estos controladores son un convertidor de corriente, inversor de corriente, regulador de control y sección de referencia (Fig. 3). El convertidor convierte la ca de la línea en cc. El inversor de corriente invierte la cc a ca de voltaje y frecuencia variables. El regulador controla las funciones y respuesta del convertidor y el inversor. La sección de referencia es un potenciómetro e interruptor que envían al regulador señales para encender y apagar, y para indicar cuál es la velocidad requerida.

Tipos básicos de controladores

Hay tres tipos básicos de controladores de frecuencia ajustable hasta para 500 hp. En cada uno se utiliza una técnica diferente para convertir la ca de la línea en cc y, luego, variar la cc para que sea más o menos igual que la ca. Cada uno tiene sus ventajas.

En la unidad motriz con inversor de *entrada de voltaje variable* (VVI), figura 4, se utiliza un rectificador controlado o rectificador con diodos y modulador en unidades analógicas, mejor conocido como *chopper* (que no se ilustra), para transformar el voltaje de entrada de ca en cc de voltaje variable. La frecuencia de la salida se controla con la conmutación en secuencia de los transistores o los tiristores en el inversor en seis pasos discretos para producir la salida con la forma de onda ilustrada. La corriente sigue al voltaje en una onda más o menos senoidal.

El controlador de VVI es el sistema regulador más sencillo entre los tres tipos de unidades motrices con frecuencia variable, aunque incluye la máxima cantidad de componentes de filtro de cc, que consisten en un inductor de cc y capacitores (condensadores) de filtro que filtran el voltaje de entrada al inversor y almacenan energía para uso temporal.

En la unidad motriz con inversor de *entrada de la fuente de corriente* (Current-Source-Input, CSI), figura 4, se uti-

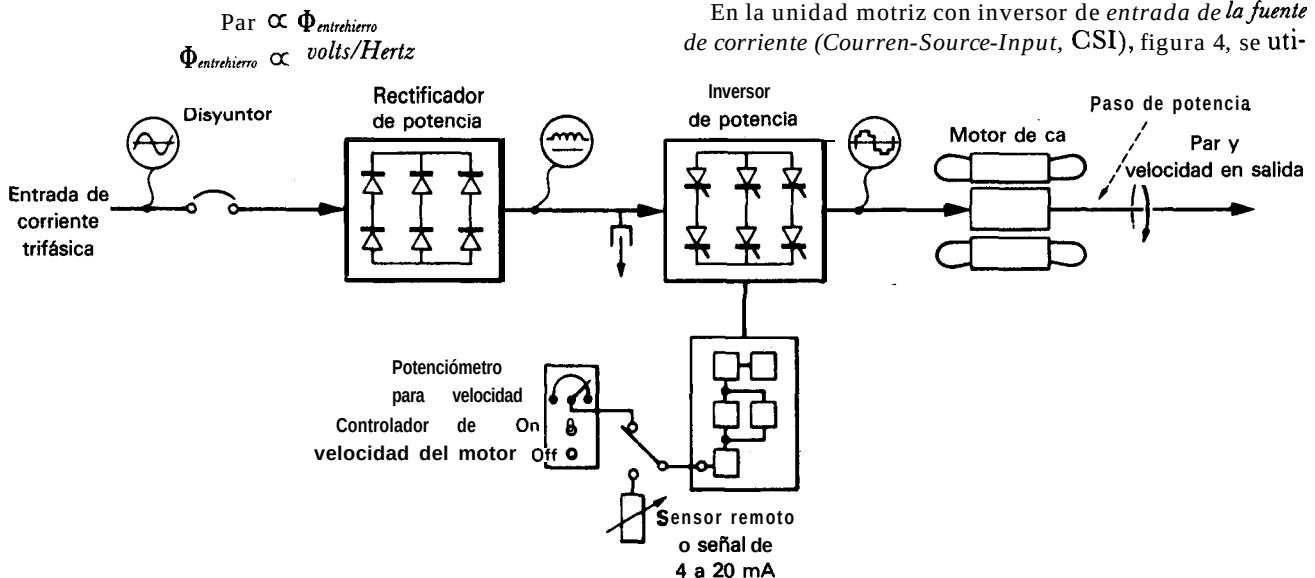


Fig. 3 El controlador de ca de frecuencia variable tiene cuatro componentes básicos

El interruptor inmóvil

Los componentes de estado sólido para conmutación han dado origen a la enorme aceptación de las unidades motrices de ca y cc de velocidad ajustable. La confiabilidad y eficiencia de estos componentes son esenciales para la conversión de corriente en las unidades. El grado de perfeccionamiento de esos componentes se ha reflejado en las unidades motrices. Hoy en día, los componentes son mucho mejores que los de hace unos cuantos años.

A continuación se describen estos componentes y su funcionamiento.

Transistores. Fueron los primeros dispositivos de estado sólido para conmutación y amplificación y los de empleo más sencillo. Tienen tres terminales: base, colector y emisor y la base controla la impedancia entre las otras dos. El transistor conduce hacia adelante cuando la corriente en la base es lo bastante alta y se apaga cuando es muy baja (véase esquema).

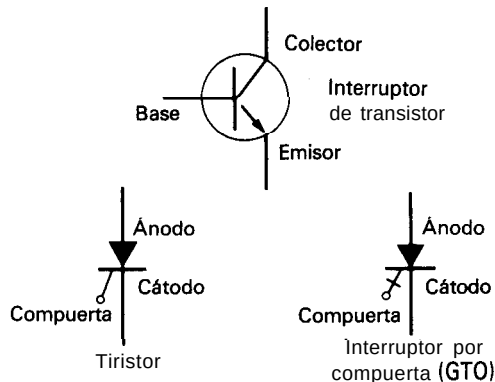
Hasta hace poco, los transistores estaban limitados a las unidades motrices pequeñas de ca porque no tenían capacidad para manejar la corriente en las de más de 5 hp. Ahora, con la aparición de los transistores de 460 V, se han hecho realidad las unidades motrices de ca transistorizadas, de alta potencia.

Tiristores. Un grupo de componentes de estado sólido que se encienden con la aplicación de voltaje o corriente externos; al principio se emplearon en unidades motrices de cc y en las de ca de alto caballaje, pero se los ha ido reemplazando por transistores en los sistemas de ca. La limitación de

los tiristores es que hay que apagarlos, pues se requiere en la compleja conmutación en los controladores de ca.

Rectificador controlado de silicio. El RCS es un tipo de tiristor con tres terminales: ánodo, cátodo y compuerta. Suele estar apagado hasta que se aplica un pequeño voltaje de "gatillo" en la compuerta (véase esquema) y luego empieza a conducir hacia adelante. El problema es que una vez que se enciende el RCS no se puede apagar con una señal negativa en la compuerta y sólo se apaga al cortar la corriente para el ánodo. En la unidad motriz de cc ocurre en forma automática cuando la ca de línea cambia de positiva a negativa. En la unidad motriz de ca se necesita conmutación forzada. Los RCS se emplean en unidades motrices de cc y en las de ca de más de 20 hp.

Interruptor por compuerta. El GTO es similar al RCS, excepto que se puede apagar con una señal negativa en la terminal de compuerta. Se utilizan en unidades motrices de cc y ca de menos de 20 hp.



liza también un rectificador controlado, o rectificador con diodos y *chopper* para convertir la ca en cc de potencial variable. La corriente detectada en los transformadores en la línea de ca es la base para variar el rectificador controlado. La sección de inversor produce corriente de frecuencia variable en seis pasos y el voltaje sigue a la corriente, con crestas de conmutación debidas al disparo de los tiristores como se ilustra.

La ventaja principal de la unidad motriz con CSI es que puede producir control completo de la corriente del motor con lo que se tiene control completo del par. Sin embargo, esta característica de control de corriente necesita un inductor de filtro grande y un regulador semi-complejo, por la dificultad de controlar el motor sólo con la corriente.

En la unidad motriz con inversor de *modulación de anchura de impulsor* (*Pulse-Width-Modulated, PWM*) se utiliza un rectificador de diodos para producir un voltaje constante de cc. Por ello el inversor controla el voltaje y la frecuencia. Para ello se varía la anchura y la frecuencia de los impulsos de salida de modo que el voltaje eficaz sea o menos senoidal.

Debido a que el controlador de PWM le presenta el motor una simulación muy aproximada de la potencia

de onda senoidal, se requieren pocos componentes. Sin embargo, las complejas formas de onda para conmutación en el inversor requieren el empleo del regulador de máxima complejidad en las unidades motrices descritas y las pérdidas por conmutación pueden ser elevadas.

Cada tipo de unidad motriz tiene ventajas específicas:

- A velocidad máxima y con plena carga, el momento en que la eficiencia de la unidad motriz es más crítica por la gran cantidad de potencia que debe manejar, los tres tipos citados de unidades motrices de frecuencia ajustable tienen eficiencia bastante aproximada, del 85 al 90% incluso el controlador y el motor.

- Las eficiencias de los tres tipos de unidades motrices pueden variar según el caballaje nominal y las condiciones de funcionamiento. Las unidades para alto caballaje tienen mayor eficiencia además de que funcionan más cerca de su capacidad nominal máxima de diseño.

- Las pérdidas en el motor están en función de la corriente de carga, que es la misma, sin que importe el tipo de unidad.

- El controlador de CSI conserva mayor eficiencia que los otros cuando se reduce la velocidad. Las pérdidas por conmutación, que se relacionan con la conmuta-

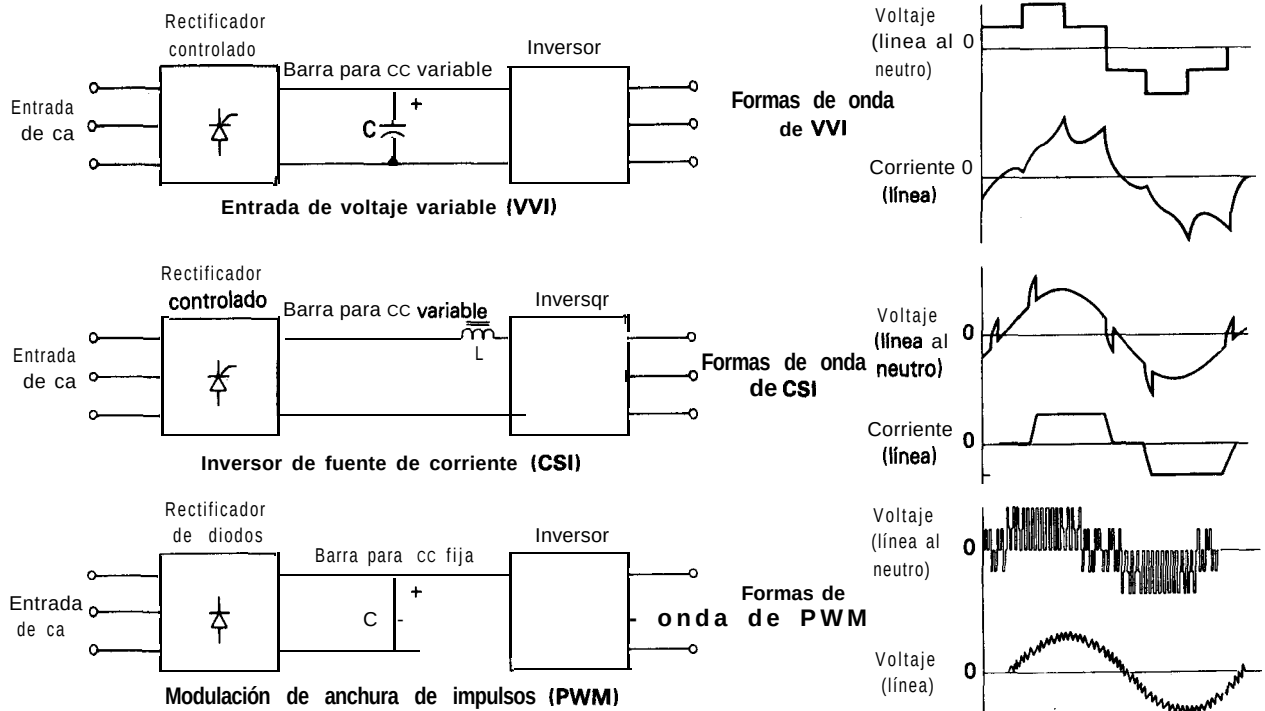


Fig. 4 Tres tipos de controladores de frecuencia variable convierten la ca en cc y varían de modo diferente la cc a ca

ción o apagado de los tiristores en el inversor y que son un importante factor en las pérdidas totales en el controlador, varían en proporción con el par y la corriente.

Para regulación precisa de la velocidad

Cuando se combinan un controlador de estado sólido con un motor sincrónico, de reluctancia o uno de imanes permanentes, se tiene velocidad controlada con una

variación de menos de 0.5 % de la velocidad establecida. Las modificaciones al regulador del controlador la pueden reducir a menos de 0.05 % para tener medición precisa en operaciones críticas de control.

A más de la velocidad base

La velocidad de un motor de ca es proporcional a la frecuencia de la señal enviada por el controlador: para casi todas las aplicaciones entre los límites de 6 Hz al arranque hasta 60 Hz a la velocidad base. Aunque las unidades motrices de ca pueden funcionar a más de la velocidad base, sólo entregan *caballaje constante* en ese intervalo y el par se reduce conforme aumenta la velocidad (Fig. 5).

Más de un motor

Una ventaja de las unidades motrices de ca es en aplicaciones en donde *más* de un motor debe funcionar a la misma velocidad o una proporcional con los demás. Los ejemplos incluyen unidades motrices de transportador con más de un motor, transportadores múltiples que descargan uno en otro y máquinas llenadoras que, a la vez, llenan los recipientes y los mueven. Una sola unidad motriz de ca, siempre y cuando sea para la corriente máxima demandada por los motores múltiples, los impulsará a todos a la misma velocidad y cada motor compartirá la carga por igual.

Cuando hay que mantener las velocidades de dos motores con una relación precisa, se utilizan unidades motrices de ca. Un ejemplo es un sistema mezclador de dos materiales en una cantidad fija. Para lograrlo, se impul-

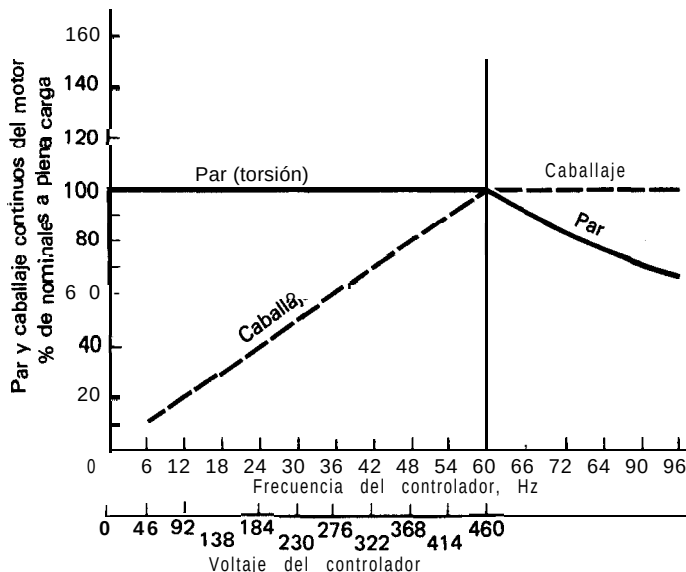


Fig. 5 La señal de frecuencia del controlador gobierna la velocidad del motor de ca

san los dos motores con controladores separados, cuyas salidas de frecuencia se regulan por una referencia maestra de velocidad: ésta permite que un solo operador tenga hasta 12 motores en marcha a velocidades proporcionales entre sí.

Hacer retroadaptación

Una ventaja de los controladores de ca es la facilidad con que se pueden instalar o retroadaptar en motores existentes para convertirlos al sistema de velocidad ajustable. Esto permite reducir la velocidad del motor cuando no se requiere máxima potencia, lo cual ahorra energía.

La unidad motriz de velocidad constante se sustituye por un controlador que se acopla con un transductor que detecta alguna variable en el flujo, como la presión o la temperatura. El inversor controla la velocidad del motor de acuerdo con las señales del transductor.

La retroadaptación brinda muchos beneficios en zonas geográficas en donde el precio de la energía es muy alto y el equipo trabaja en forma constante. En una retroadaptación para ventiladores en un sistema grande de bombeo, se convirtió un sistema de velocidad constante a velocidad ajustable. El costo inicial de los dos controladores, transductores y mano de obra de la conversión fue de 130 000 dólares. Sin embargo, se calculó que se recuperaría en menos de un año con base en ahorros de energía a razón de 6 centavos de dólar por kWh.

En otra aplicación, en una bomba centrífuga movida por un motor de inducción de 100 hp y con la velocidad regulada con un embrague de corriente parásita, se hizo la retroadaptación a un sistema de unidad motriz de estado sólido. El sistema que trabajaba 8 000 h/año con un costo de energía de 7 centavos de dólares por kWh tenía un costo por ese concepto de 25 984 dólares. Cuando se instaló el sistema de estado sólido, más eficiente, el costo se redujo a \$18 424/año.

Unidades motrices de cc de estado sólido

Hay varias razones por las cuales predominan estas unidades de cc. Las hay para una gama muy amplia de potencias, desde fraccional hasta miles de caballos. Controlan la velocidad con precisión, desde el arranque hasta la máxima.

Los controladores electrónicos para los motores de cc son sencillos y hay muchas opciones para aplicaciones especializadas, como son frenaje dinámico y regenerativo, control de aceleración y deceleración, control preciso del par, avance lento por etapas, control de tensión e inversión rápida. El conjunto de motor y controlador a veces cuesta un poco más que otras unidades motrices o sea el motor y una transmisión mecánica, electrome-

cánica o fluida; pero, la gran adaptabilidad de las unidades motrices de cc les dan gran utilidad.

Al contrario de las unidades motrices mecánicas, electromecánica o fluida, la de cc varía la velocidad de salida porque modifica la velocidad del eje de la máquina motriz. Otros sistemas de unidades motrices que son básicamente acoplamientos controlados entre el motor y la carga, no cambian la velocidad del eje del motor que suele ser de ca de inducción, que sólo funciona a velocidad sincrónica. En esos casos, la velocidad se reduce al convertir la energía en calor de desecho. Pero las unidades motrices de estado sólido sólo consumen la energía requerida para satisfacer la demanda y las pérdidas, y

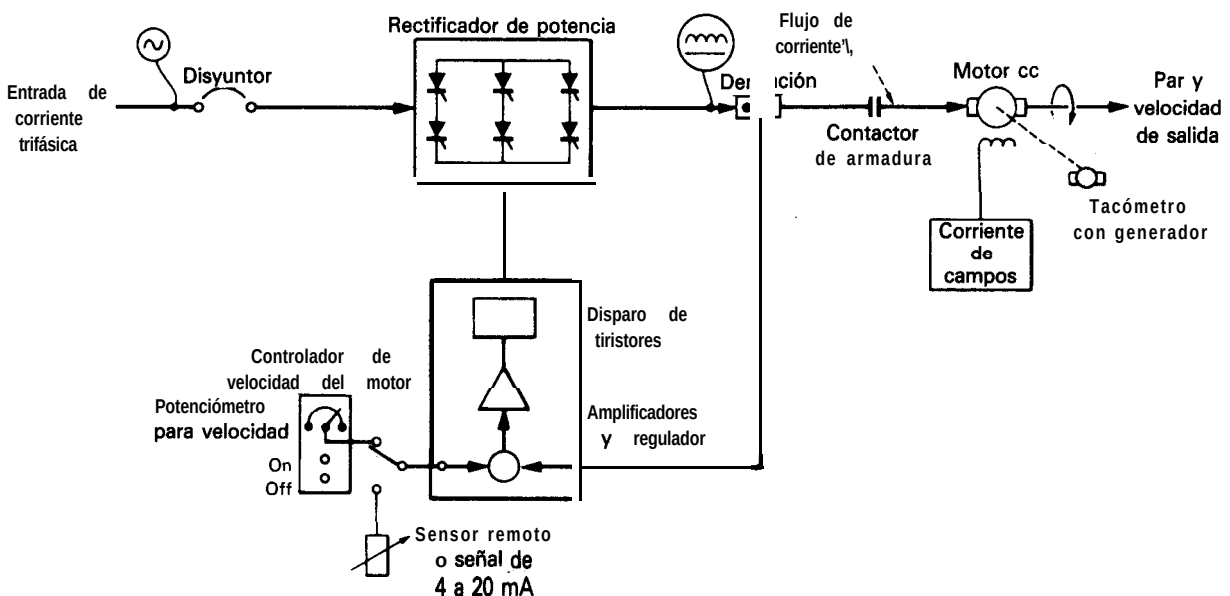


Fig. 6 Diagrama del control de unidad motriz de cc de estado sólido de velocidad ajustable

son muy efectivas en costo cuando es importante ahorrar energía.

Otra ventaja de estas unidades motrices es la desconexión rápida entre el par de impulsión y la carga, lo cual es importante cuando hay que detener el funcionamiento con rapidez.

Componentes y técnicas de control básicos

Las primeras unidades motrices de cc de velocidad variable eran de gran tamaño e incluían el motor y un motogenerador que producía el voltaje ajustable necesario. Pero hace unos 25 años, la aparición del RCS o del tiristor lo cambió todo. El controlador consta ahora de una unidad de potencia (rectificador), regulador (amplificador de señal) y la sección de referencia o sea el control por el operador (Fig. 6).

El rectificador, que puede tener hasta seis tiristores, convierte la ca y cc para el motor. Los controladores para motores de 5 hp o más pequeños suelen tener rectificadores monofásicos de onda completa y en los motores grandes se emplean los trifásicos de onda completa.

El regulador controla el disparo de los tiristores y, por tanto, la salida del rectificador.

Igual que en el sistema de ca, la sección de referencia consiste en un potenciómetro y un interruptor. El motor de cc tiene dos componentes básicos: el conjunto de armadura y conmutador y los campos. La armadura tiene devanados y gira para producir potencia mecánica; los devanados terminan en las barras o *delgas* de cobre del conmutador. La corriente se aplica a la armadura mediante escobillas (carbones) que apoyan contra el conmutador. Los campos también son devanados, pero están montados dentro de la carcasa del motor y producen flujo electromagnético en el pequeño entrehierro que hay entre los campos y la armadura.

El método básico para cambiar la velocidad del motor es variar el voltaje aplicado a la armadura, que se conoce como control por armadura o voltaje. Conforme aumenta el voltaje de la armadura, también subirá la velocidad, dentro de ciertos límites.

Limitaciones en las industrias de procesos

No obstante, las unidades motrices citadas tienen algunos inconvenientes en muchas de las industrias de procesos químicos.

Primero, es difícil que los motores de cc sean a prueba de explosión; se puede hacer, pero se necesitan un blindaje considerable y complejos ductos para el aire de enfriamiento o bien una carcasa o un alojamiento especiales. El problema está en el punto de contacto entre las escobillas y el conmutador en donde la *cc* entra a la armadura. Como las escobillas *rotan* a través de las barras del conmutador y hacen y rompen el contacto, ocurren chispas. Ésta es la zona que debe estar hermética a todos los vapores en las inmediaciones.

Además, los motores de cc abiertos son sensibles a las atmósferas corrosivas o con partículas. Los materiales corrosivos, como los halógenos y sulfuros atacan la superficie del conmutador, la pican y así no pueden pasar

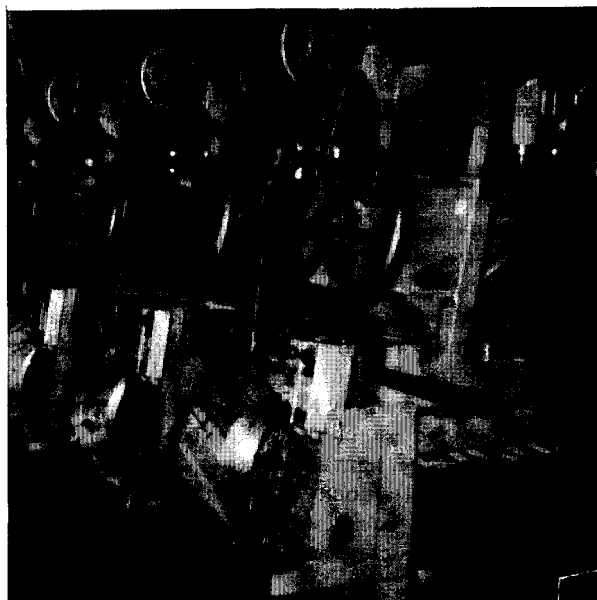


Fig. 7 Motor de 3 hp acoplado a una unidad motriz con control modular de cc para mover un alambre en un baño de galvanización

la corriente. Las partículas de polvo de *silíce* u otros abrasivos se enclavan en las escobillas y rayan el conmutador.

La zona de escobillas y conmutador es la que ocasiona más problemas de mantenimiento. Cuando la corriente pasa entre las escobillas y la armadura, se forma una película dura de óxido en el conmutador que puede ser útil o perjudicial. Mientras no se mueve, minimiza el desgaste de las *delgas* de cobre blando del conmutador. Pero cuando hay arranques y sobrecargas frecuentes y ataque por productos corrosivos, la película se deshace en escamas que se enclavan en las escobillas; entonces, la película se vuelve un abrasivo que raya el conmutador. La profundidad de las rayaduras puede ser desde una "rosca" ligera hasta ranuras profundas y para eliminarlas hay que torneear el conmutador.

Hay disponibles sistemas de vigilancia de escobillas para muchos motores de cc, que eliminan las conjeturas en cuanto al mantenimiento porque generan una señal cuando se ha gastado el 85% de las escobillas.

Regulación precisa de la velocidad

Con las unidades motrices de cc de velocidad ajustable, se puede mantener la velocidad muy cerca de un valor establecido. Con un voltaje dado, el cual es proporcional a la velocidad, aplicado a la armadura y con toda la corriente de campos, el motor mantendrá alrededor del 95 % de la velocidad establecida (5 % de caída) si la carga sobre el eje varía alrededor de 5 a 100%. Esta caída se puede disminuir con la retroalimentación del voltaje de armadura y si se conecta con el regulador, la regulación de velocidad se puede mantener a alrededor del 99% del valor establecido (1% de caída).

Para regulación muy precisa de la velocidad, se utilizan tacómetros con generador, que se montan en el eje

del motor y generan un voltaje proporcional a la velocidad. Cuando esta señal se aplica al regulador, la caída de velocidad se puede mantener a 0.1%. La retroalimentación desde el tacómetro también permite que las unidades motrices de CC trabajen con suavidad a 1/100 de la velocidad nominal.

El costo de la retroalimentación del tacómetro es que equivale a una pequeña pérdida de eficiencia del motor, pues en realidad es un generador pequeño que produce una señal proporcional a la velocidad del motor. Debido a que se impulsa con el motor, también equivale a una demanda integrada, aunque sea pequeña.

La mayor parte de las unidades motrices de CC pueden trabajar a velocidades muy bajas con excelente seguimiento de la velocidad establecida. Sin embargo, la mayor parte de ellas tienen ventiladores internos montados en el eje. Si se requiere funcionamiento con alto par y alta corriente a bajas velocidades, de menos del 60% de la nominal, se puede necesitar otro ventilador para que no se sobrecaliente el motor.

Adaptabilidad excepcional

Como se mencionó, las unidades motrices de CC pueden efectuar muchas funciones que no tienen otras unidades de velocidad variable; ésta es una de las razones de su empleo tan extenso.

Las unidades motrices de CC se pueden invertir o accionar en reversa con rapidez, cosa que no ocurre con muchas de las mecánicas, electromecánicas, fluidas o de ca. Además, cuando se utilizan ciertos tipos de controladores, el motor se puede convertir en generador para actuar con freno dinámico (la potencia se disipa en una serie de resistores) o regenerativo (se devuelve la potencia a la línea de corriente) para cargas de elevada inercia, como en las centrífugas.

Estas unidades motrices pueden funcionar en su gama de velocidad nominal con un par constante. Pero, en ciertos casos, pueden trabajar a una velocidad 'mayor a

la nominal o base, mediante la reducción del flujo de campos. El funcionamiento a más de la velocidad base es con caballaje constante, con par decreciente en proporción, pero puede llegar hasta al 400 % de la velocidad base. Además, se pueden proyectar para controlar tanto la velocidad como el par (torsión).

Las aplicaciones incluyen accionamiento de extruidores, máquinas trefiladoras y embutidoras, revestidoras, laminadoras, bobinadoras y otro equipo que debe ser sensible a las limitaciones por tensión o viscosidad (Fig. 7). En estos casos, los controladores se diseñan para regular la corriente de armadura, que es proporcional al par. Se suelen acoplar con transductores de tensión o de presión que vigilan el parámetro del proceso que se controla.

Economía y energía

Las unidades motrices de CC de una potencia dada tienen un costo inicial algo mayor que el de un motor de inducción acoplado con una unidad motriz mecánica, fluida o electromecánica. Esto se debe a que los controles requeridos para regular la velocidad del motor de CC son más complejos que con las otras unidades motrices, aunque ninguna de ellas puede alterar la velocidad de la máquina motriz. Esta función fue exclusiva de las unidades motrices de CC y, desde hace poco tiempo, de las de ca de velocidad ajustable. Los acoplamientos de las otras unidades motrices varían la velocidad de salida, pero a expensas de la corriente para convertir la energía mecánica en calor.

Los controladores de CC funcionan con una eficiencia aproximada de 98% y la del motor es entre 87 y 90%. Con ello la eficiencia total típica es de 86%, que es mucho mejor que en los otros tipos de unidades motrices cuando hay que trabajar por mucho tiempo a velocidad reducida. En muchos casos, por ejemplo, en secadores, extruidores y bombas, la unidad motriz de CC es más barata, a la larga que las de los otros tipos.

Transmisiones mecánicas

Las transmisiones mecánicas de velocidad variable son las más sencillas, menos costosas y antiguas para variar la velocidad entre un eje o árbol impulsor y un eje impulsado. Suelen ser ligeras de peso, eficientes y de mantenimiento fácil. La mayor parte funcionan mediante la conversión de velocidad en par motor (torsión) es decir, cuando se reduce la velocidad aumenta el par. Algunas pueden aumentar la velocidad del eje de salida por medio de poleas, engranes, etc., hasta una más alta que la del motor, pero sólo con reducción del par.

La eficiencia de las transmisiones mecánicas depende en general de la cantidad de pérdidas entálpicas internas, como la fricción y no por el deslizamiento entre un componente y otro.

Las ventajas principales de estas transmisiones son la sencillez, facilidad de mantenimiento y bajo costo; sus desventajas son que requieren cierto grado de manteni-

miento y que no pueden desacoplar la carga con rapidez.

Hay cuatro tipos básicos en uso: bandas (correas), cadenas, bloques de madera y tracción. Los tres primeros son similares porque hay una banda continua (que puede ser de tela ahulada, una cadena o bandas con bloques de madera) que transmiten la potencia de una polea ajustable a otra. El tipo de tracción es más reciente y transmite el par entre una serie de conos, discos o esferas que están en contacto estrecho.

Bandas: ligeras, fuertes, de fácil servicio

La transmisión con bandas está basada en un par de poleas ajustables y una banda de tejido compuesto con caucho que se mueve entre ellas. Las poleas se pueden abrir o cerrar en sentido axial para cambiar el paso efec-

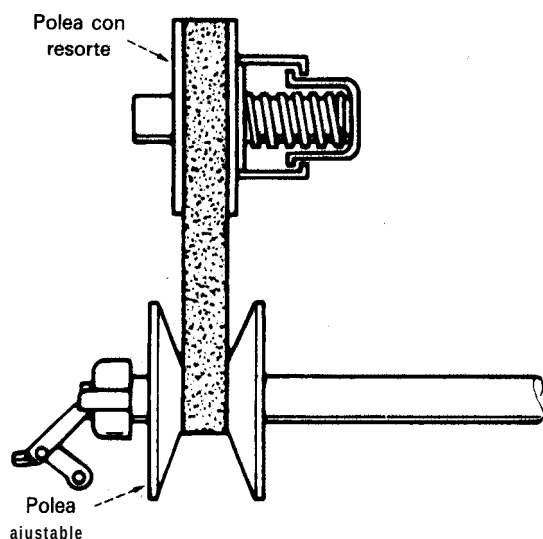


Fig. 8 La reducción con las bandas depende de las aberturas relativas de las poleas

tivo al cual la banda toca las poleas (Fig. 8). La relación de transmisión depende del grado en que se abra una polea por comparación con la otra. En algunos casos, sólo la polea impulsora es ajustable y la impulsada tiene paso fijo; en otros casos, ambas son ajustables.

La velocidad se puede variar con un mecanismo de tornillo Vernier, eléctrico o manual, para mover las mitades de la polea hacia dentro o afuera (Fig. 9). También hay mecanismos mecánicos y neumáticos para ese desplazamiento.

Las bandas son para aplicaciones con par bajo o moderado y hasta 100 hp; para potencias más altas se emplean bandas dobles. La reducción puede ser hasta de 10:1. La velocidad máxima típica, sin reductor por engranes, es de 4 000 rpm. Muchas unidades motrices incluyen un motor de inducción de ca, reductor por banda y un reductor de engranes de paso fijo, que permiten el

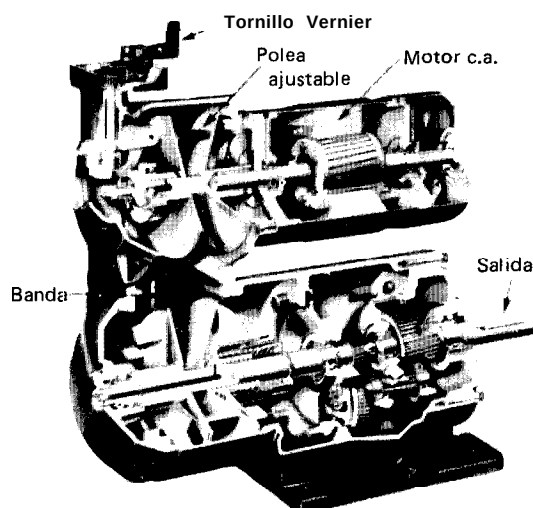


Fig. 9 La velocidad de la transmisión mecánica se puede cambiar con un tornillo Vernier

funcionamiento de la banda en una gama óptima de velocidad para cumplir los requisitos de velocidad de salida y potencia.

La eficiencia de las bandas es muy alta y puede llegar al 95 %. Ofrecen buena protección contra sobrecarga y "ahogo" porque la banda patinará al someterla a una fuerte sobrecarga, lo cual evita daños al motor y da gran suavidad de funcionamiento. Las bandas no tienen control preciso de la velocidad y la exactitud puede variar en 5%.

Las bandas se seleccionan por su peso ligero, tolerancia a los choques y facilidad de servicio en equipo como transportadores, revolvedoras portátiles y equipos móviles.

Nuevos sistemas de bandas

Aunque las transmisiones con bandas de velocidad ajustable son las más antiguas que existen, no se ha estancado su perfeccionamiento. Las bandas han sido siempre el factor crítico. En la actualidad, los nuevos materiales y técnicas para reforzamiento permiten tener sistemas con una sola banda de tela y compuesto de caucho para 50 hp y sistemas con bandas dobles para 100 hp.

Hay también un nuevo diseño que prolonga mucho la duración de las bandas, en el cual se utiliza una leva detectora del par en la polea de velocidad variable para producir sólo el par necesario para acelerar la carga y mantener la banda contra las poleas. Estas transmisiones están disponibles hasta para 50 hp y se utilizan para ventiladores.

Transmisiones con cadena, para un par elevado

Los principios de las transmisiones con cadena son similares a la de banda, pero se emplean uno de dos tipos de cadenas. Un tipo de cadena tiene secciones laminadas

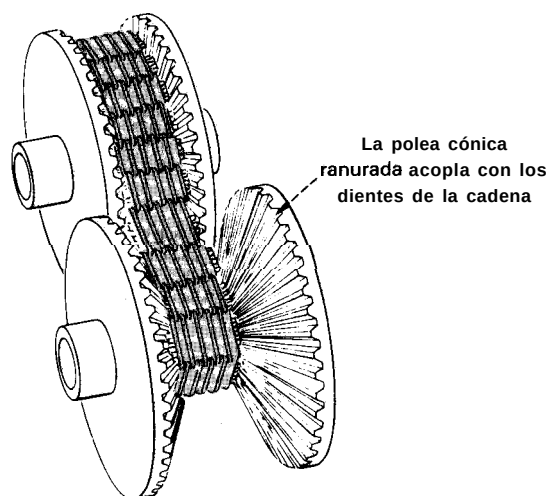


Fig. 10 Los dientes autoformables de la cadena impulsan la polea móvil

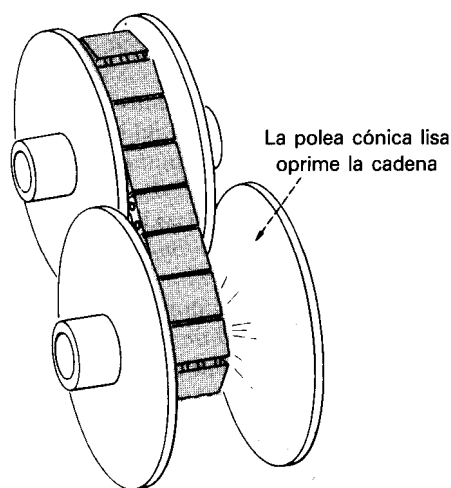


Fig. 11 Los pasadores alargados de la cadena tocan con las poleas

y cada eslabón consta de cierto número de laminillas, laminadas en el sentido de avance, entre las cuales se desliza en sentido transversal un grupo de listones de acero endurecido, que hacen contacto con la polea móvil (Fig. 10). El otro tipo de cadena es similar a la utilizada con catarinas, excepto que tiene pasadores alargados para hacer contacto con las poleas (Fig. 11).

La capacidad de la transmisión con cadena depende de la relación de reducción; cuando mayor es la relación, menor es la capacidad. Para reducciones muy elevadas, los fabricantes tienen curvas para reducir o "despotenciar" el par y la potencia.

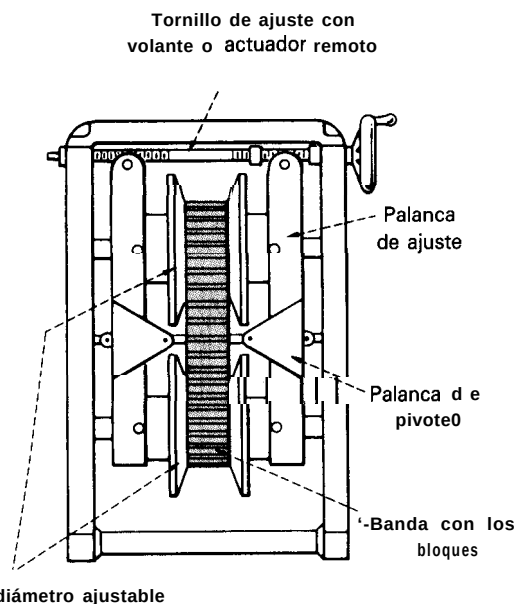
Las cadenas pueden durar mucho más cuando se utilizan con cargas suaves, pueden transmitir pares mucho más alto y controlar mejor la velocidad que las bandas. Además, la transmisión con cadena puede ser más pequeña que una con bandas de potencia comparable.

Las cadenas no tienen protección contra cargas de choque y sólo son adecuadas para baja velocidad. El deslizamiento excesivo puede destruir los bordes de los listones laterales. Además, cuestan alrededor de un 50% más.

Las aplicaciones incluyen transportadores permanentes, molinos de tambor y otras cargas que se caracterizan por un par elevado, largos ciclos de trabajo y muy poco juego muerto.

Bloques de madera, para servicio pesado

Las transmisiones con bloques de madera, igual que las de banda, son de las más antiguas para velocidad



Poleas de diámetro ajustable

Fig. 12 La transmisión con bloques de madera transmite el par

ajutable. Tienen semejanza física con las de banda porque una tira continua móvil transmite el par entre la polea impulsora y la impulsada. Para variar la velocidad, se hace un ajuste axial de las poleas para modificar el punto de contacto de los bloques; en muchos casos, ambas poleas son ajustables.

Las transmisiones con bloques de madera han subsistido aunque haya mecanismos más modernos y veloces, porque son muy fuertes, pueden soportar sobrecargas extremas y proteger la máquina motriz.

La sección propulsora es una hilera de bloques de madera rectangulares, transversales con extremos forrados con cuero. Se atornillan en una banda tejida con espacio entre los bloques para permitir la flexión (Fig. 12). A menudo funcionan durante años en condiciones de mucho juego muerto, sobrecargas, cargas de choque e incluso en atmósferas abrasivas. Son de fácil instalación en sentido horizontal o vertical. Sus principales limitaciones son su voluminosidad y baja velocidad de entrada, de menos de 500 rpm, que requiere instalar un reductor de engranes entre el motor y la transmisión.

Las aplicaciones incluyen trituradoras y quebradoras y otros aparatos que se pueden atascar o estar sometidos a cargas de choque intensas y frecuentes y que necesitan un elevado par de arranque, como las mezcladoras de pinturas.

Unidades motrices electromecánicas con deslizamiento

Otras técnicas para variar la velocidad de un motor son el embrague electromecánico y el motor de rotor devanado, en los cuales se emplean uno de dos

principios electromagnéticos para variar el grado de deslizamiento entre la unidad y el componente impulsado (Fig. 13).

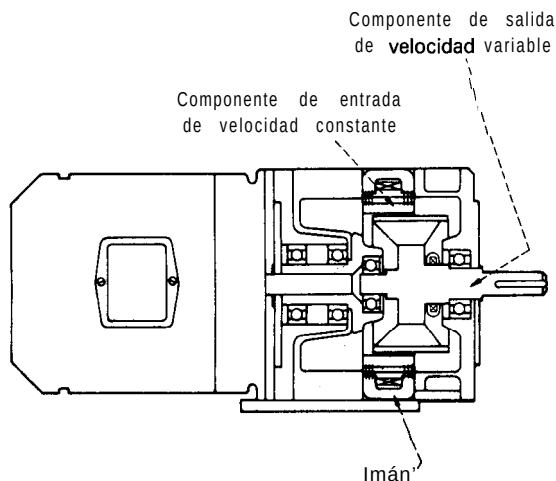


Fig. 13 Los embragues eléctricos tienen campos magnéticos o eléctricos para transferir el par

Al contrario de las transmisiones con banda o cadena, los embragues eléctricos no aumentan el par (torsión) cuando se reduce la velocidad. Su precio es más o menos igual que el de las mecánicas más costosas.

Control de velocidad preciso y de cambio rápido

Los embragues eléctricos tienen la ventaja de un cambio rápido en la reducción (algunos tienen velocidades de 1 600 ciclos/min), desde deslizamiento total (cero salida) hasta acoplamiento total (casi el 100 % de la velocidad del motor). Con acoplamiento total, sólo consumen la energía para mantener excitados los campos y es de menos del 1% de la requerida por otras unidades.

Otra ventaja de los embragues eléctricos por comparación con los mecánicos, es la sencillez de los modos de control. El más común, por supuesto, es el control de velocidad. Un tacómetro con generador envía señales de retroalimentación de cc desde el eje de salida hasta el excitador de campos y puede regular la velocidad con una aproximación de 0.1% al valor establecido.

Además, los embragues eléctricos se pueden controlar con una serie de entradas relacionadas con el proceso, como termistores, transductores de presión o de flujo y celdas fotoeléctricas. En algunos casos, la señal de control es la corriente del motor, que es proporcional al par, a fin de regular el par de salida.

La ubicación de los controles de los embragues eléctricos suele ser más accesible que en las transmisiones mecánicas o fluidas. Los controles suelen estar en una estación para el operador, alejada del embrague, lo cual no suele ocurrir con las transmisiones citadas.

Una de las desventajas de los embragues eléctricos es que, igual que con las transmisiones fluidas, generan calor cuando se deslizan o patinan; la parte de la energía mecánica que no se utiliza para mover la carga se convierte en calor.

La mayor parte de los embragues pequeños para menos de 50 hp, se enfrían con aire con ventiladores integrales; en los de más de 100 hp se suele emplear enfriamiento por agua.

Otra posible desventaja de los embragues eléctricos es que el control de la corriente para las bobinas es con anillos colectores externos. Aunque el voltaje de cc que pasa por los anillos es pequeño, hay el peligro de chisporroteo.

Cómo funcionan los embragues de corriente parásita

Los embragues de corriente parásita se basan en el principio de que cuando un conductor corta las líneas de flujo magnético se induce corriente. Cuando esta corriente es aleatoria, se llama corriente parásita y es indeseable en los motores porque aumenta las pérdidas. Pero, en estos embragues son deseables porque generan sus propios campos magnéticos. Estos campos interactúan con campos magnéticos aplicados para producir una fuerza que ocasiona que un componente de salida, que es una estrella o araña, siga el movimiento del componente impulsor que es un tambor (Fig. 14).

El tambor ferroso se suele impulsar con un motor de ca. La estrella de salida es concéntrica con el tambor y lleva la bobina y anillos colectores para el control de la cc. Cuando gira el tambor, el campo de corriente parásita y el campo principal producen un flujo neto en el entrehierro entre el tambor y la estrella, que es proporcional a la corriente de la bobina. La estrella puede girar libre en sus cojinetes. Con plena carga, el deslizamiento es entre 3 y 5%.

La eficiencia de estos embragues es linealmente proporcional al deslizamiento, en porcentaje de velocidad de entrada. La eficiencia máxima, a plena velocidad es del 96 %, pero cae con rapidez cuando se reduce la velocidad. Por ello, estos embragues se utilizan en aplicacio-

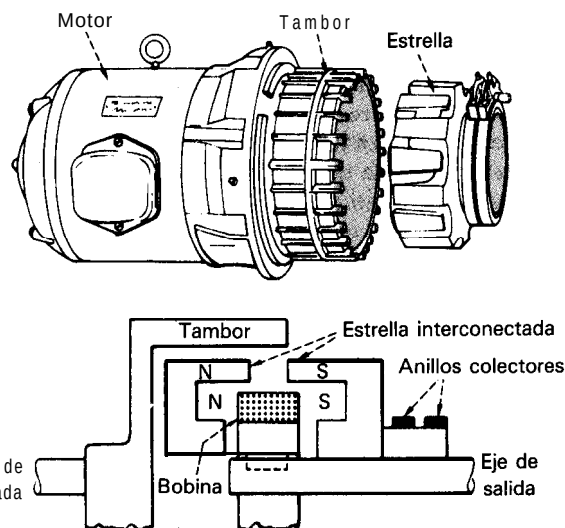


Fig. 14 La estrella sigue al tambor en el embrague de corriente parásita.

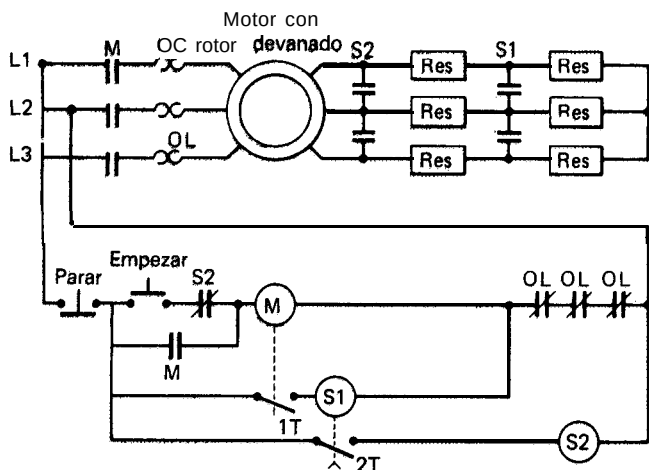


Fig. 15 El motor trifásico de rotor devanado maneja cargas de elevada inercia

nes en donde se requiere funcionamiento casi constante a máxima velocidad o, cerca de ella. La relación máxima de velocidad no suele ser de más de 2:1.

Estos embragues están disponibles en más tamaños y capacidades que los de partículas magnéticas. Las aplicaciones incluyen ventiladores, bombas centrífugas, sopladores y otros sistemas de fluidos de funcionamiento continuo a velocidad máxima o cerca de ella. Otras aplicaciones menos comunes para par constante son extruidores y transportadores.

Adaptabilidad con motor de rotor devanado

El motor de inducción de rotor devanado es similar al de ca de jaula de ardilla, excepto que el rotor está conectado con tres anillos colectores. Este motor tiene características de velocidad y par similares al motor de inducción convencional pero ofrece la facilidad del control de corriente y par de arranque y de velocidades de funcionamiento (Fig. 15).

El motor de rotor devanado produce la variación de la velocidad porque envía parte de la corriente destinada para el rotor, a través de resistores externos por medio de anillos colectores. En casi todos estos motores, la energía se disipa en los resistores en forma de calor, que representa pérdida de energía y para fines de diseño se considera lo mismo que el "deslizamiento" electromecánico que ocurre en los embragues de corriente parásita.

Si la carga va a tener deslizamiento continuo, hay que calcular el motor con todo cuidado para la aplicación, porque se producirá mucho calor en los resistores y hay que disiparlo para evitar que se dañen. Los motores de rotor devanado tienen funcionamiento estable a velocidades del 50% de la base; después, es probable que la velocidad tenga variaciones constantes según cambie la carga.

Las aplicaciones incluyen bombas para efluentes y lodos en donde la suavidad del arranque de este motor le permite vencer elevadas cargas de inercia sin sobrecarga.

lentamiento. También se utilizan en ciertos servicios con par constante.

Unidades motrices de velocidad ajustable con transmisión fluida

Las transmisiones fluidas de velocidad ajustable funcionan como las electromecánicas, porque la reducción de la velocidad se basa en el deslizamiento controlado entre un impulsor y un rotor. Al contrario de las transmisiones con banda o cadena no hay intercambio entre reducción de velocidad y multiplicación del par o torsión. El grado de deslizamiento corresponde al de reducción de velocidad y es energía perdida que se disipa como calor.

Las transmisiones fluidas, al contrario de las electromecánicas tienen seguridad inherente. No hay contacto de metal con metal y la potencia se transmite del impulsor al rotor por medio de un líquido, con lo cual no pueden ocurrir chispas.

Para cargas grandes

El costo de las transmisiones fluidas, comparado con el de las mecánicas y electromecánicas es elevado y no pueden competir en precio con éstas en capacidades de menos de 25 hp. En la gama de 50 a 200 hp son más asequibles. En muchos casos, sus características de funcionamiento las hacen deseables en las industrias de procesos químicos sin que importe el precio.

Las transmisiones fluidas se caracterizan por su alta capacidad de potencia, transmisión suave del par o torsión, tamaño grande y la necesidad de disipar el calor. Se utilizan en aplicaciones en bombas para oleoductos, quebradoras y otro equipo con ciclos de trabajo muy largos. Otras características incluyen funcionamiento muy suave, tolerancia a las cargas de choque, capacidad para estar "al freno" durante un tiempo limitado, seguridad inherente pues están totalmente cerradas y no hay contacto de metal con metal y soportan atmósferas abrasivas.

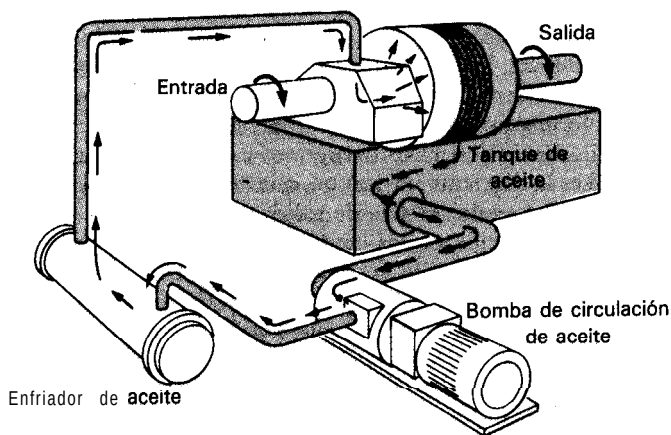


Fig. 16 La transmisión fluida puede necesitar muchos componentes adicionales

Asimismo, suelen requerir una instalación grande para funcionamiento eficiente. Casi todas necesitan intercambiadores de calor; otras en lugares muy fríos, necesitan calefactores para mantener la viscosidad del líquido hidráulico (Fig. 6).

Hay dos tipos básicos de transmisiones fluidas con velocidad ajustable en las industrias de procesos químicos: hidrodinámica e hidrovíscosa.

Para máximas cargas y mínima reducción

Las transmisiones hidrodinámicas, llamadas también acoplamiento fluido son similares a los que se usaban en vehículos hasta hace unos cuantos años, transmiten movimiento mediante un remolino o vórtice hidráulico entre el impulsor y el rotor, pero no hay multiplicación del par (torsión). Para variar la velocidad, se ajusta la cantidad de líquido en el vórtice toroidal (Fig. 17). Cuando gira el impulsor produce el vórtice que empuja contra las aspas del rotor para producir el par de salida.

Cuando el vórtice es pequeño, el deslizamiento entre el impulsor y el rotor es grande y también lo es la reducción de velocidad, pero, este deslizamiento produce considerable disipación de calor y menor eficiencia. Por ello, estas transmisiones sólo alcanzan su máxima eficiencia de alrededor de 95 % cuando funcionan con mínima reducción de velocidad y casi a la carga máxima. En este aspecto, trabajan en forma muy parecida a la de los embragues de corrientes parásitas o de partículas magnéticas.

Estos acoplamientos no deben funcionar largo tiempo con un elevado deslizamiento. Para tener par constante,

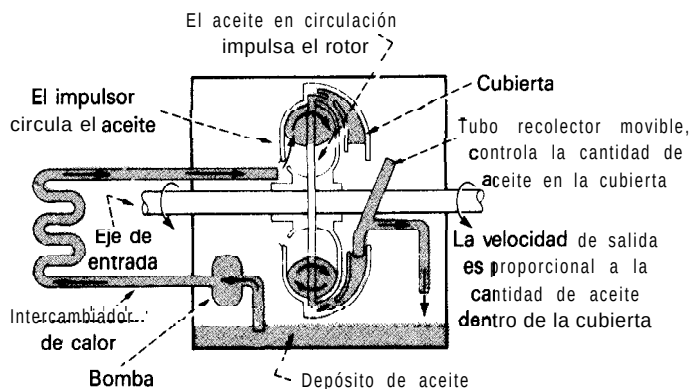
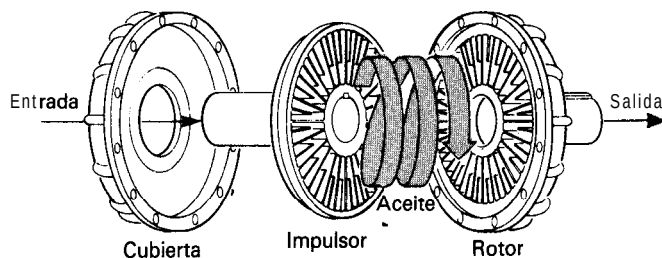


Fig. 17 El vórtice de líquido transmite el movimiento entre el impulsor y el rotor en el sistema hidrodinámico

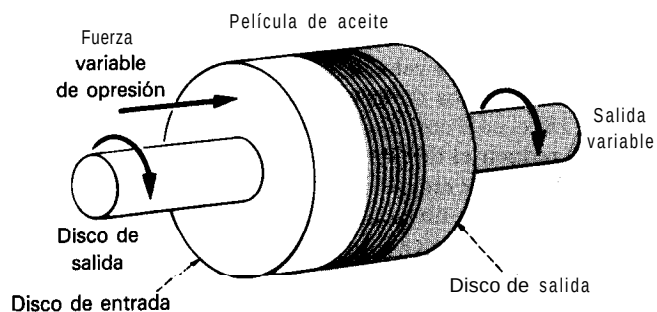
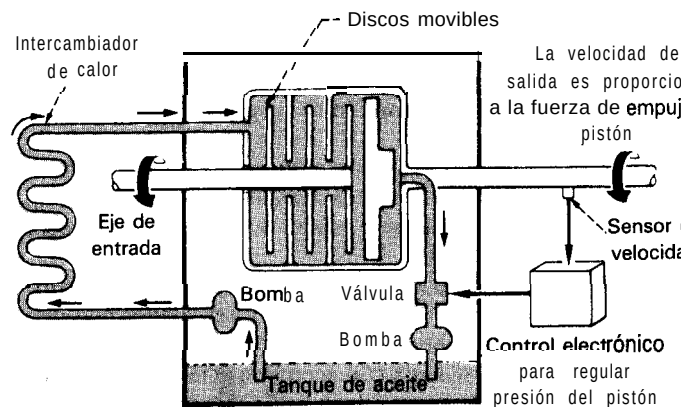


Fig. 18 En la transmisión hidrovíscosa el espaciamiento entre los discos controla el deslizamiento y la velocidad

la velocidad mínima es alrededor del 35% de la de entrada; para aplicaciones con par variable, la mínima es de 20%.

El control del vórtice se logra con un tubo recolector que elimina líquido en el vórtice. Cuando se hace girar el ángulo del tubo más hacia al líquido en movimiento, extrae más líquido y produce más deslizamiento. El mecanismo de control se puede conectar con un control automático externo que permite que el acoplamiento responda a los cambios en la carga.

La propulsión hidrodinámica se suele acoplar, a veces en forma directa, con un motor de ca, al cual protege contra cargas de choque, sobrecargas de par y vibración torsional.

Una ventaja de esta transmisión es que puede controlar la aceleración de la carga. El par de arranque puede ser alto o bajo, según la capacidad del motor. Por ejemplo, una transmisión para una centrífuga muy cargada puede necesitar arranque lento a fin de que el par o torsión de inercia no "ahogue" el motor y éste puede alcanzar su máxima velocidad antes de aplicar mucha carga.

Las aplicaciones incluyen compresores de aire, molinos de bolas, transportadores, separadores y quebradoras.

Para alto caballaje y servicio continuo

Las transmisiones hidrovíscosas son la elección para aplicaciones de muy alto caballaje de funcionamiento

continuo o casi continuo, de más de 2 500 h/año. Resultan costosas por comparación con las mecánicas en la gama de pequeño caballaje. Muchas se construyen para un caso específico. También se las podría llamar de discos múltiples.

Estas transmisiones aparecieron en el mercado hace unos 25 años y los modelos iniciales eran para 200 hp o menos y se utilizan para mover bombas y ventiladores de tamaño mediano.

Funcionan como sigue: los discos espaciados en sentido axial en el eje de entrada están intercalados con discos correlativos montados en el eje de salida. El espacio entre los discos se llena con aceite especial. Cuando gira el eje de entrada, se produce una fuerza cortante en el aceite que produce fuerza de impulsión en la superficie del disco de salida, que se convierte en torsión en el eje de salida.

El control de la velocidad es con aceite a presión aplicado a los discos de salida con un actuador de pistón (Fig. 18) el cual empuja los discos para aproximarlos entre sí, reducir el deslizamiento y disminuir la reducción entre los ejes de entrada y salida. La presión de actuador se controla con un servomecanismo externo.

Sus aplicaciones más comunes son para bombas grandes, ventiladores y otros sistemas de elevada inercia que deben funcionar durante años con mínimo mantenimiento.

Agradecimientos

La figura 8 y la figura 14 se obtuvieron de "Controlling Power Transmissions", por Ralph L. Jaeschke, publicado por los redactores de *Power Transmission Design*, Penton/ITC Publications, Cleveland, Ohio.

Las figuras 10, 11 y 18, están basadas en ilustraciones que aparecieron en *Machine Design*, Penton/ITC Publications, Cleveland, Ohio.

El autor



Thomas R. Do11 es Gerente Técnico de Mercadotecnia del A-C V*S Products Group de Reliance Electric Co., que fabrica variadores de velocidad en todo el mundo. (P.O. Box 608, 55 U. S. Highway No. 46, Pine Brook, NJ). Sus actividades incluyen técnicas a los ventiladores y otras

Sección VIII

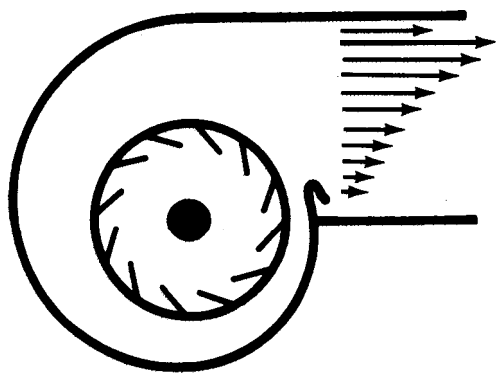
Ventiladores y sopladores

Selección de ventiladores y sopladores

Ventiladores y sistemas de los ventiladores

Establecimiento de la curva de rendimiento de un ventilador centrífugo

Considérense los ventiladores de flujo axial cuando se trate de mover gases



Selección de ventiladores y sopladores

Este comentario acerca de los tipos disponibles de ventiladores y sopladores y de los factores para su selección, mantenimiento e instalación, ayudarán a escoger el más adecuado para una aplicación determinada.

Robert Pollak, Bechtel, Inc.

Pocos equipos tienen una gama tan amplia de aplicaciones en las industrias de procesos químicos (IPQ) como los ventiladores y los sopladores. Si se tiene en cuenta que tienen usos tan variados como extraer o introducir aire u otros gases en reactores de proceso, secadores, torres de enfriamiento y hornos rotatorios; ayudar a la combustión en los hornos, para la transportación neumática o, simplemente, ventilar para seguridad y comodidad, se pueden considerar como equipos básicos.

En los últimos años, los intercambiadores de calor, enfriados por aire con auxilio de un ventilador, se han incrementado mucho en la IPQ, porque los ingenieros

han tratado de resolver los problemas de contaminación térmica del agua.

Por la creciente demanda de ventiladores y sopladores más pequeños y confiables y las exigencias de los reglamentos de seguridad industrial, cada vez se presta más atención a su diseño. A la vez que las necesidades de los usuarios han obligado a los fabricantes a construir ventiladores para presiones más altas, (con las velocidades más altas consecuentes), los reglamentos referentes al medio ambiente exigen menor intensidad de ruido y menor tiempo de exposición al mismo.

Como los fabricantes suministran ventiladores con mayores relaciones (razones) de compresión y caudales mayores y menores que los que proporcionaban antes, se justifica una evaluación detallada de ingeniería antes de seleccionar un ventilador o un soplador. Para ello, es esencial el conocimiento de lo que pueden y no pueden hacer.

Clasificación, de ventiladores y sopladores

Por lo común la denominación de *ventilador* se utiliza cuando la presión se eleva hasta unas 2 psig; entre esta presión y unas 10 psig, la máquina recibe del nombre de soplador. Para presiones de descarga más altas, el término que se usa es el de compresor.

Los ventiladores normalmente se clasifican como *axiales*, en los que el aire o el gas se mueve paralelo al eje de rotación, o *centrífugos*, en los que el aire o el gas se mueve perpendicular al eje. La National Association of

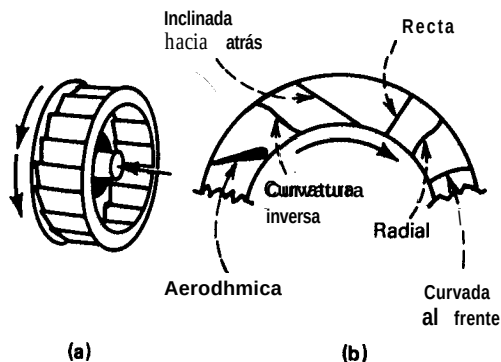


Fig. 1 Ventilador centrífugo: a) el aire que entra se hace girar 90° al descargarse; b) tipos de aspas; la aerodinámica es la más eficiente

Fan Manufacturers ha establecido dos categorías generales para flujo axial (FA): tuboaxiales y con aletas de guía.

Los ventiladores FA se utilizan en aplicaciones con baja resistencia, porque pueden mover grandes cantidades de aire a baja presión.

Los ventiladores centrífugos (FC) son para trabajos que requieren una carga más alta, al mover aire cuando hay alta resistencia de fricción. De acuerdo con la configuración de las aspas se clasifican como: *radiales, de curvatura al frente, de curvatura inversa o inclinados y aerodinámicos*.

Los sopladores suelen ser de una etapa y alta velocidad o de etapas múltiples que funcionan con presiones cercanas a las de los compresores o dentro de los límites cubiertos por estos (Fig. 2). La denominación de *soplador* se aplica también a los compresores rotatorios, de desplazamiento positivo, que pueden manejar flujos relativamente bajos, con una elevada relación de compresión.

Características de los ventiladores axiales

Se dividen en tipos tuboaxiales y, con aletas de guía, y sus características son:

Ventiladores tuboaxiales. Están diseñados para una amplia gama (rango) de volúmenes a presiones medias; constan principalmente de una hélice alojada en un cilindro, en la cual se recibe y dirige el flujo de aire. El movimiento típico del aire de descarga es en espiral o helicoidal (Fig. 3).

Ventiladores con aletas de guía. Tienen aletas de guía del aire en el lado de descarga, que los diferencia de los tu-

boaxiales. Al combinar la rueda del ventilador tuboaxial con las aletas de guía, el flujo de aire es rectilíneo (Fig. 4). Con ello se reduce la turbulencia, lo cual mejora la eficiencia y las características de presión.

Los ventiladores con aletas de guía pueden producir presiones hasta de 20 in de agua, y más altas, con ciertas modificaciones. Por lo general, son del tipo que no se sobrecarga; es decir, se pueden mover con una unidad motriz del caballaje deseado. También los hay con aspas de paso ajustable, que permiten variar su rendimiento. En algunos casos, esta característica de diseño permite la conexión directa de la rueda del ventilador con el árbol del motor, lo cual elimina algunas de las desventajas de las transmisiones con bandas en V.

Ventiladores centrífugos

Se clasifican como de aspas radiales, de curvatura al frente, de curvatura inversa o inclinadas y aerodinámicas.

Tipo de aspas radiales. Tienen buen rendimiento en muchas aplicaciones, que pueden ser desde transporte neumática hasta extracción de aire o gas del proceso en sistemas de alta resistencia. Su principal característica es la flexibilidad en la construcción de anchura proporcional, que permite lograr alta presión estática con una capacidad más o menos baja.

Cuando se necesitan motores de alto caballaje, se suelen conectar a la velocidad síncrona (sincrónica) del motor. Por lo general, ofrecen servicio estable, sin que importe el porcentaje de capacidad con apertura amplia.

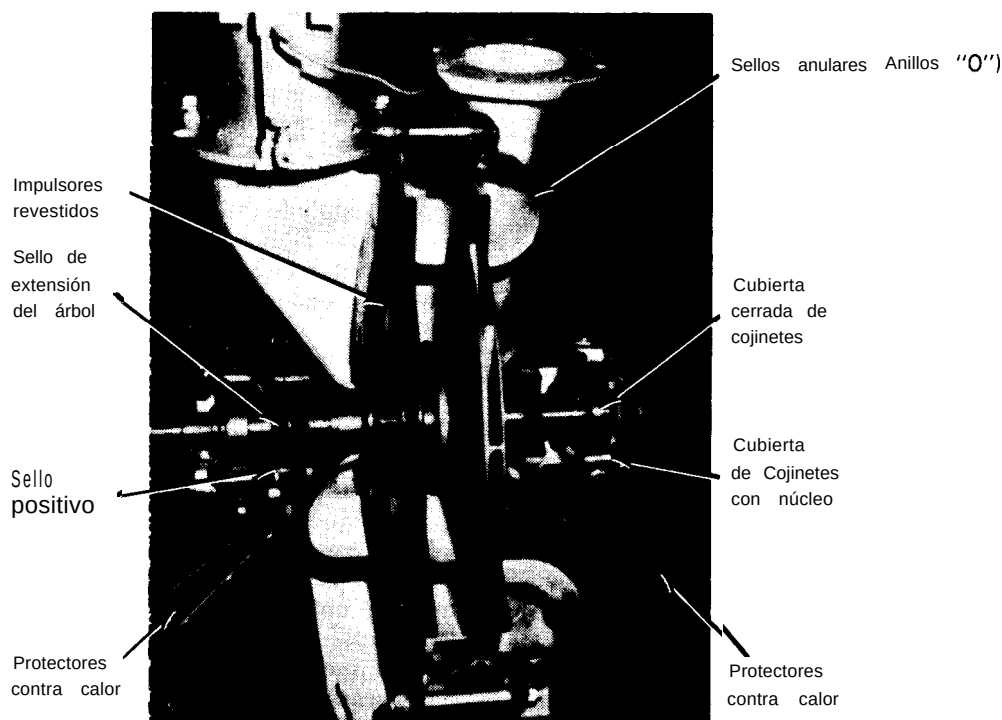


Fig. 2 Los sopladores herméticos para presión pueden manejar aire, gas natural, vapores orgánicos, helio, nitrógeno, etc.

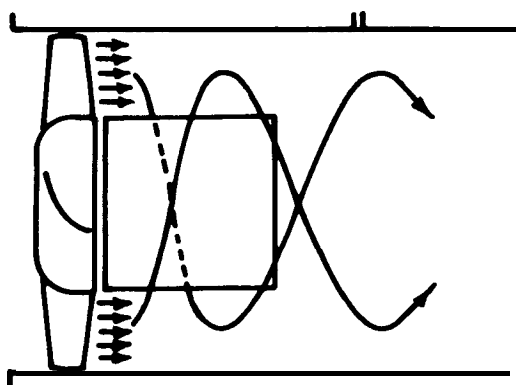
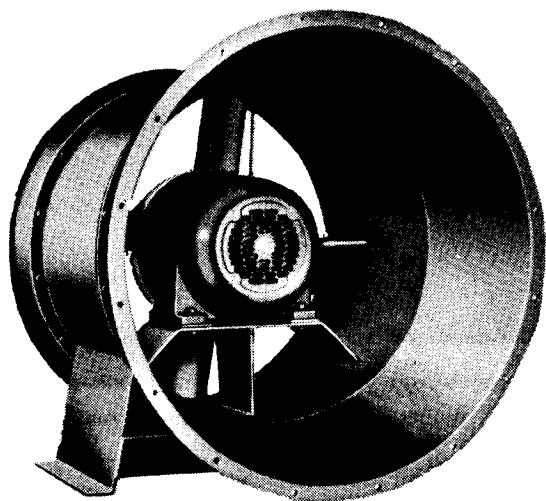


Fig. 3 La descarga del ventilador tuboaxial es en espiral

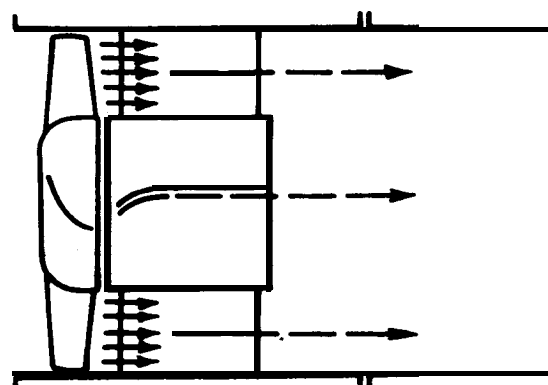
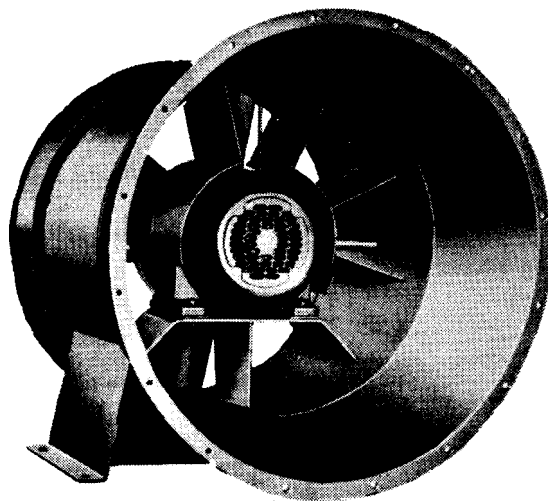


Fig. 4 La descarga del ventilador axial con aletas de guía es rectilínea

Este ventilador puede producir altas presiones a altas velocidades. Las aspas tienden a ser de autolimpieza y pueden ser de alta resistencia estructural. En la figura 5 se ilustran los impulsores típicos. No se suelen utilizar para ventilación.

Tipo de curvatura al frente. Este ventilador imprime al aire que sale de las aspas una velocidad mayor que el de aspas con inclinación inversa, que posean la misma velocidad, funciona a menor velocidad que otros tipos, con lo cual es adecuado para un equipo de proceso en donde se requieren árboles largos. Es bastante silencioso y requiere poco espacio (Fig. 6)

Tipos de curvatura inversa o inclinadas hacia atrás. Tienen aspas inclinadas o con curvatura hacia atrás al ángulo óptimo para convertir gran parte de la energía directamente a presión (Fig. 7); por ello, son muy eficientes para ventilación.

Estos ventiladores funcionan a velocidad media, tienen amplia capacidad de presión y volumen y producen menos carga de velocidad que los del mismo tamaño con curvatura al frente. Otra ventaja es que las pequeñas variaciones en el volumen del sistema suelen ocasionar pequeñas variaciones en la presión del aire, lo cual facilita su control.

Ventiladores con aspas aerodinámicas. Tienen aspas de curvatura inversa y sección transversal aerodinámica para aumentar su estabilidad, rendimiento y eficiencia. Estos ventiladores suelen ser más silenciosos y no tienen pulsaciones dentro de sus límites de operación, porque el aire puede pasar por las ruedas con menos turbulencia (Fig. 8).

Ventiladores tubulares. Se instalan en un ducto, y el aire entra y sale en sentido axial y todos los cambios en la dirección del flujo ocurren dentro del ventilador (Fig. 9). Su diseño produce un aumento pronunciado en la presión, en una amplia gama (rango) de capacidades (Fig. 10). Dado que no se sobrecargan, son adecuados para ventilación y acondicionamiento del aire en edificios, así como para extracción de humos, humidificación, secado, enfriamiento de motores y suministro de aire para combustión.

Comparación entre los ventiladores axiales y los centrífugos

En general, los ventiladores centrífugos son más fáciles de controlar, más fuertes y menos ruidosos que los de flujo axial. Su eficiencia no cae con tanta rapidez cuando funcionan en condiciones que no son de diseño.

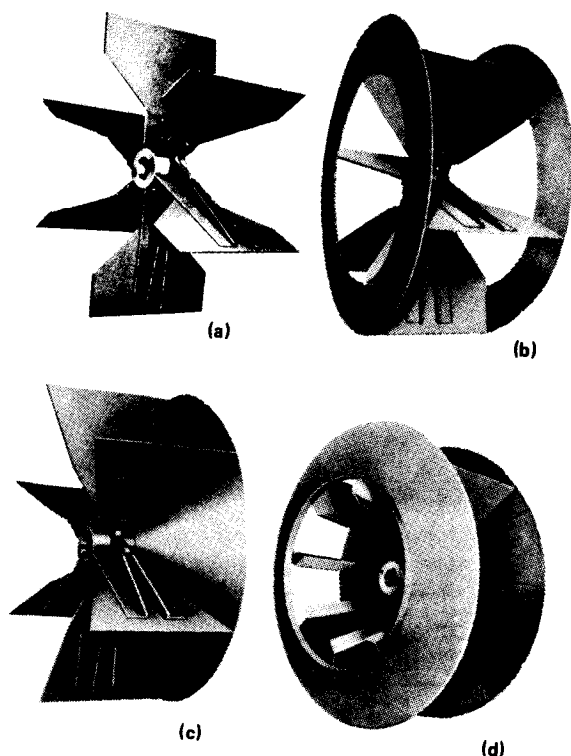


Fig. 5 Tipos de impulsores: **a)** abierto, para uso general, de autolimpieza, **b)** cerrado en un lado para materiales fibrosos, **c)** tipo de aro para trabajo severo; **d)** el de placa trasera produce buen tiro, pero no es adecuado para materiales en trozos o fibrosos.

A veces se pueden utilizar cajas de entrada, que desvían el aire 90° en la entrada al ventilador, en un espacio de más o menos un diámetro en la dirección axial, sin menoscabar la presión o eficiencia del ventilador centrífugo, pero no se recomiendan para los de flujo axial. Si es posible, los de flujo axial deben tener alrededor de dos diámetros de distancia axial, corriente arriba y corriente abajo, sin obstrucciones ni cambios de dirección.

Los codos en ángulo en la entrada afectan menos a los ventiladores centrífugos que a los axiales, pero pueden

Notación

A	Presión barométrica según la altitud del sitio, psia
B	Factor $(K \cdot 1)/KN$
E_{hpr}	Caballaje al freno leído en la curva de rendimiento estándar
E_{hps}	Caballaje el freno requerido en el sitio
H	Carga politrópica (ft-lb)/lb
K	Razón del calor específico a presión constante al calor específico a volumen constante, c_p/c_v
M	Peso molecular
N	Eficiencia politrópica
P_1	Presión absoluta a la entrada, psia
P_2	Presión absoluta en la descarga, psia
P_{EA}	Presión equivalente de aire para ser utilizada con las curvas de rendimiento estándar de un compresor, con el fin de suministrar la presión deseada de descarga en el sitio, psig
P_2	Presión manométrica de descarga en el sitio, psig
Q_s	Volumen de aire de entrada al compresor, ft ³ /min
R	Factor, 1 545/ M
r_t	Relación de presiones en condiciones estándar en la entrada
r_s	Razón de la presión absoluta en la descarga en el sitio a la presión absoluta en la entrada en el sitio, P_1/P_1
T	Temperatura absoluta de entrada, °R
T_1	Temperatura de entrada, °F
V_A	Volumen real del aire, ft ³ /min
V_s	Volumen del aire en condiciones estándar (68°F, 14.7 psia), ft ³ /min. En realidad es una medida del flujo de masa (densidad del aire de 0.075 lb/ft ³)
W	Flujo de masa, lb/min
x_c	Factor de temperatura para emplear con la curva estándar de rendimiento al seleccionar un compresor
x_s	Factor de temperatura para las condiciones en el sitio
Z	Factor promedio de compresibilidad

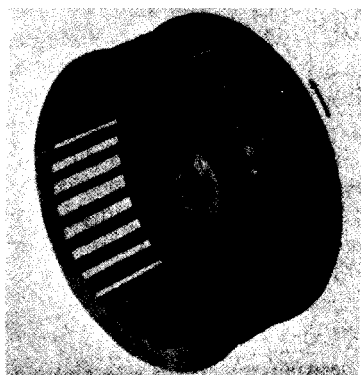


Fig. 6 La rueda con curvatura al frente tiene capacidad para mucho volumen a baja velocidad y es bastante silenciosa.

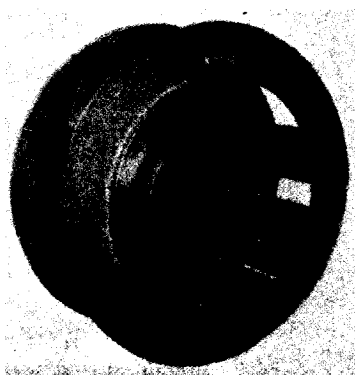


Fig. 7 La rueda con inclinación hacia atrás entrega gran parte de su energía directamente como presión.

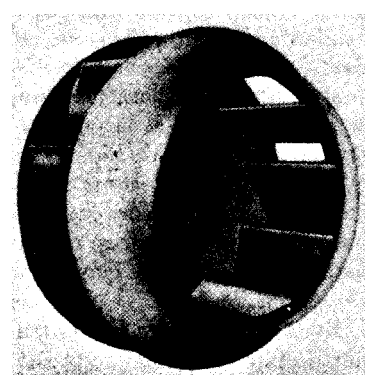


Fig. 8 Las aspas aerodinámicas tienen inclinación hacia atrás para producir menor turbulencia del aire.



Fig. 9 El ventilador centrífugo tubular está alojado en un ducto para la entrada y salida axiales del aire.

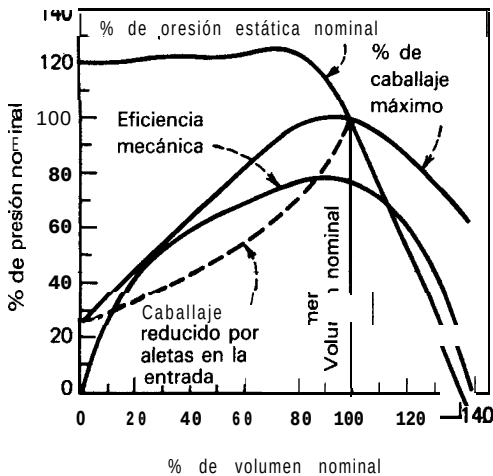


Fig. 10 El ventilador centrífugo tubular produce un fuerte aumento en la presión, dentro de amplios límites (rango) de capacidad.

esperarse pérdidas de eficiencia hasta del 15% cuando ocurren cambios bruscos en la dirección de flujo del aire en la entrada al ventilador.

Las aletas de guía a la entrada suelen producir un control suave incluso con menos del 30% del flujo normal, pero han ocurrido problemas de vibración en ventiladores grandes, de tiro inducido y de tiro forzado cuando esas aletas se han cerrado entre 30 y 60%.

Cuando hay altas velocidades en los ductos con un ventilador equipado con aletas de guía de entrada, se debe tener cuidado adicional para obtener formas suaves de flujo del aire en los ductos de entrada y salida y, además, que éstos sean tan fuertes como se necesite para evitar daños por vibración; ésta se agrava con la turbulencia y con la graduación incorrecta de las aletas de guía de entrada. Véase Ref. 5 respecto a un tratamiento general acerca del funcionamiento de los ventiladores.

Los ventiladores axiales tienen límites (rango) estrechos de operación a su máxima eficiencia (Fig. 11), lo cual los hace menos atractivos cuando se esperan variaciones en el flujo. La joroba en la curva de rendimiento del ventilador axial (Fig. 12); con alrededor del 75 % de flujo, corresponde al punto de ahogo. No es deseable la operación de los ventiladores axiales entre este punto o

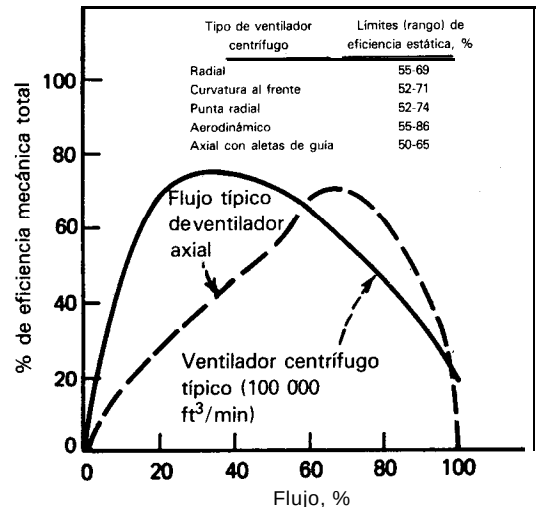


Fig. 11 Curvas de eficiencia para ventiladores centrífugos y axiales.

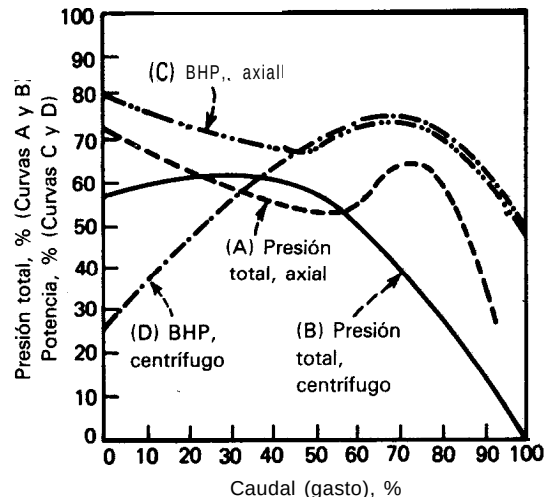


Fig. 12 Comparación de rendimientos: presión total y caballaje al freno de los ventiladores axial en comparación con los centrífugos.

aquél en el cual no hay flujo; es difícil predecir el rendimiento.

Tabla 1 Aplicaciones industriales típicas de los diversos tipos de ventiladores

Aplicación	Tipo de ventilador					
	Tuboaxial	Axial con aletas de guía	Radial	Con curvatura al frente	Con curvatura hacia atrás	Aerodinámico
Sistema de transportación			X		X	
Suministro de aire a quemadores de petróleo y gas u hogares	X	X	X	X	X	X
Reforzamiento de presiones de gas			X		X	X
Ventilación de la planta	X	X			X	X
Calderas, tiro forzado		X			X	X
Calderas, tiro inducido			X	X		
Escape de hornos rotatorios			X	X		
Alimentación de hornos rotatorios		X			X	X
Torres de enfriamiento	X					
Colectores de polvo y precipitadores electrostáticos			X	X		
Secado en procesos	X	X	X		X	X
Gases de descarga de reactores o humo en chimeneas			X	X		

En la figura 11 se indica también la curva de eficiencia de los ventiladores centrífugos (FC). Hay que tener en cuenta que estas curvas son generales y no implican que los de, flujo axial sean menos eficientes.

En las aplicaciones en procesos, por lo general, es mejor que se utilicen ventiladores centrífugos, aunque se tiene un traslape considerable en el rendimiento entre los centrífugos y los axiales en el extremo inferior del intervalo (rango) flujo y presión. En la figura 12 se presenta una comparación del rendimiento de los ventiladores centrífugos contra los axiales. En la tabla 1 se enumeran las aplicaciones típicas.

En la figura 13 se ilustran los límites (rangos) de operación de los ventiladores centrífugos y axiales, y están basados en los datos nominales de los catálogos. Los ventiladores centrífugos estándar para ventilación funcionan hasta alrededor de 22 in de agua; más allá de este punto; se pueden fabricar ventiladores de este tipo para trabajo pesado, con relaciones de mayor compresión en ciertos flujos, de acuerdo con las especificaciones requeridas. No suele haber ningún ventilador disponible para más de 100 in de agua, con flujos de aire muy reducidos.

Cuando una aplicación queda fuera de los límites estándar, es aconsejable consultar con el fabricante para ver si puede construir uno especial para trabajo pesado. Cuando las presiones son más altas, puede ser difícil la decisión inicial de si el proceso necesita un ventilador o un compresor. En este caso, puede ser necesario detener precios aproximados de ambos antes de hacer la selección.

Procedimiento para el dimensionamiento

Para estimar las necesidades de caballaje para el aire en los ventiladores, cuando los cambios en densidad en-

tre la entrada y la salida son insignificantes, se puede utilizar la siguiente fórmula para el aire:

$$Hp \text{ del aire} = (144 \times 0.0361) Qh/33\,000 \quad (1)$$

en donde Q volumen de entrada, ft³/min y h aumento en la presión estática, in de agua.

Para estimar el caballaje al freno (BHP), se puede utilizar un valor de eficiencia (Fig. 11) con la ecuación anterior (eficiencia = caballaje del aire de salida/caballaje de entrada). La eficiencia real dependerá del tipo de ventilador. El caballaje de la unidad motriz se selecciona normalmente para tener un margen de seguridad de potencia de, cuando menos, un 10% en el punto esperado de funcionamiento; el caballaje requerido con cualquier flujo es menor que el caballaje de la unidad motriz. Esto permite funcionar en condiciones que no sean las de diseño.

En los catálogos de los fabricantes, por lo general se indican en tablas los ft³/min estándar en contra del aumento de presión en el ventilador. Cuando el aire no está en las condiciones estándar, hay que aplicar correcciones en el volumen, la presión y el caballaje, con el fin de poder seleccionar un ventilador de volumen y presión "equivalentes".

Háganse las siguientes correcciones cuando las condiciones en la entrada no sean las estándar de 68°F y 14.7 psia.

Corrección en el volumen

$$Q_s = (14.7/A) \left(\frac{460 + T_1}{528} \right) V_{PCME} \quad (2)$$

Corrección en la presión

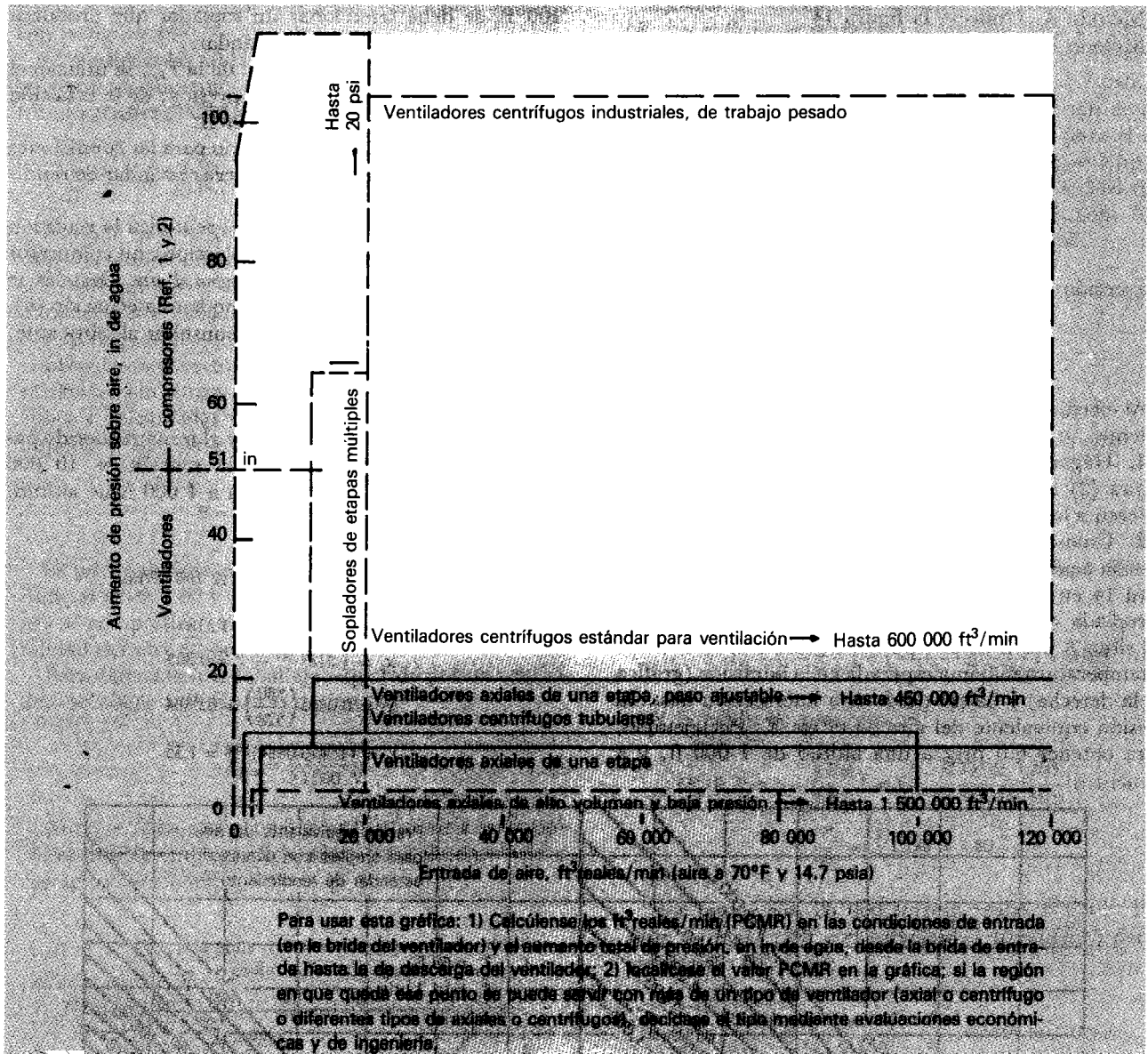


Fig. 13 Guía para selección de ventiladores, basada en aumento de presión contra flujo de aire, según valores nominales de catálogos

Tabla II Valor de x sólo para aire*

r	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.0	0.0000	0.0028	0.0056	0.0084	0.0112	0.0139	0.0166	0.0193	0.0220	0.0247
1.1	0.0273	0.0300	0.0326	0.0352	0.0378	0.0404	0.0429	0.0454	0.0480	0.0505
1.2	0.0530	0.0564	0.0679	0.0803	0.0828	0.0652	0.0676	0.0700	0.0724	0.0747
1.3	0.0771	0.0794	0.0817	0.0841	0.0884	0.0886	0.0909	0.0932	0.0864	0.0977
1.4	0.0399	0.1021	0.1043	0.1065	0.1087	0.1109	0.1130	0.1152	0.1173	0.1195
1.5	0.1216	0.1237	0.1259	0.1279	0.1300	0.1321	0.1341	0.1362	0.1382	0.1402
1.6	0.1423	0.1443	0.1483	0.1483	0.1503	0.1523	0.1542	0.1562	0.1581	0.1601
1.7	0.1620	0.1640	0.1659	0.1678	0.1697	0.1716	0.1735	0.1754	0.1773	0.1791
1.8	0.1810	0.1828	0.1847	0.1865	0.1884	0.1902	0.1920	0.1938	0.1956	0.1974
1.9	0.1992	0.2010	0.2028	0.2045	0.2063	0.2080	0.2098	0.2115	0.2133	0.2150
2.0	0.2167	0.2184	0.2202	0.2219	0.2236	0.2253	0.2269	0.2286	0.2203	0.2320

* Esta tabla se utiliza como en los ejemplos, si $r = 1.00$, $x = 0.0000$; si $r = 1.01$, $x = 0.0028$; si $r = 1.86$, $x = 0.1920$

Método A: Utilícese la figura 14

Método B: $r_s = (A + P_2)/A$

$$x_s = r_s^{0.283} - 1 \quad (\text{Véase tabla II respecto al valor de } x)$$

$$x_c = x_s \left(\frac{T_1 + 460}{528} \right)$$

$$r_c = (x_c + 1)^{3.53} \quad (\text{Véase tabla II respecto al valor de } r_c)$$

$$P_{EA} = 14.7 (r_c - 1) \quad (3)$$

Corrección en el caballaje

$$HP_s = \left(\frac{A}{14.7} \right) \left(\frac{528}{460 + T_1} \right) HP_c \quad (4)$$

Al efectuar los cálculos, se debe tener en cuenta lo siguiente:

1. Háganse las sustituciones adecuadas en las ecuaciones (2) a (4) si los catálogos del fabricante no se refieren a las condiciones estándar de 68°F y 14.7 psia.

2. Cuando se necesita un valor aproximado de la presión equivalente del aire (P_{EA}), hay que entrar a la figura 14 en la gráfica del lado izquierdo en la presión apropiada y leer hacia arriba hasta encontrar la altitud del sitio. A partir de este punto, trácese una recta hasta la temperatura máxima esperada en la admisión (gráfica de la derecha) y bájese desde esta intersección hasta la presión equivalente del aire en el eje X. Por ejemplo, para obtener 6.0 psig a una altitud de 4 000 ft. y a

100°F, se debe seleccionar un soplador que produzca 7.5 psig en las condiciones estándar.

3. Para tener un valor exacto de la P_{EA} , se utilizan el método B para corrección de la presión, de la ecuación (3), con los factores x de la tabla II.

4. El caballaje al freno necesario para las condiciones en el sitio se determina con las curvas estándar de rendimiento.

5. Con gases que no sean aire, se utiliza la ecuación (5) para calcular la carga, y se selecciona un compresor que produzca esa misma carga sobre el aire. Después se puede calcular el caballaje al freno con la ecuación (6). Para estas aplicaciones, hay que consultar al fabricante.

Ejemplos de cálculos

Ejemplo 1. Calcúlese el caballaje al freno requerido para estas condiciones: flujo en la succión = 10 000 ft³/min estándar, $P_1 = 12.7$ psia a 4 000 ft de altitud, $P_2 = 4$ psig, $T_1 = 120^\circ\text{F}$.

$$V_A = \left(\frac{14.7}{12.7} \right) \left(\frac{460 + 120}{528} \right) = 12\,700 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$r_s = 16.7/12.7 = 1.318$$

$$x_s = 1.318^{0.283} - 1 = 0.805$$

$$x_c = 0.805 \left(\frac{580}{528} \right) = 0.884$$

$$r_c = (1 + 0.884)^{3.53} = 1.35$$

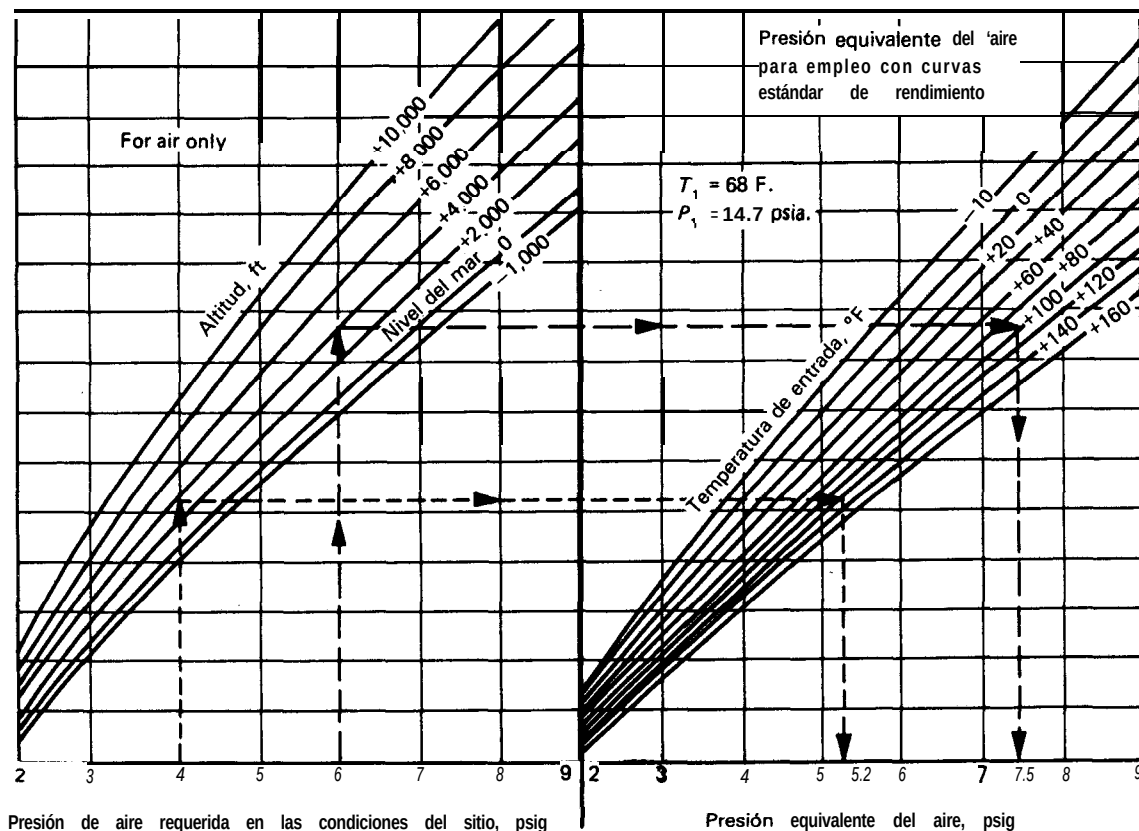


Fig. 14 Curvas de corrección de presión, según la altitud y la temperatura de entrada del aire

$P_{EA} = 14.7 \times 0.353 = 5.2$ psi (verifíquese el valor con la figura 14).

Al consultar las tablas de valores nominales de catálogo para un aumento de presión de 5.2 psi y 12 700 ft³/min. reales (PCMR).

$$E_{hps} = \left(\frac{12.7}{14.7}\right)\left(\frac{528}{580}\right)E_{hpc} = (1/1.27) E_{hpc}$$

Aunque, por lo general, hay que consultar al fabricante al dimensionar el ventilador para gases que no sean aire, se puede emplear el siguiente procedimiento para estimar el caballaje y flujo equivalentes del ventilador. La figura 15, que se utiliza en este procedimiento, se preparó con la ecuación para la carga politrópica (que es similar a la altura de columna en los líquidos) que se aplica a velocidades y flujos de entrada dados, sin que importe el tipo de gas.

$$H = \frac{ZRT(P_2/P_1)^B - 1}{B} \quad (5)$$

Se puede utilizar la figura 15 con poco error para eficiencias entre 0.60 y 0.80. Nótese que con bajas relaciones de compresión, se puede pasar por alto la compresibilidad del aire (o del gas).

Para determinar el caballaje requerido por un ventilador, se puede utilizar la ecuación (6).

$$E_{hps} = \frac{HW}{33\,000 N} \quad (6)$$

Aunque N en esta ecuación es la eficiencia politrópica, es posible emplear eficiencias estáticas como primeras aproximaciones.

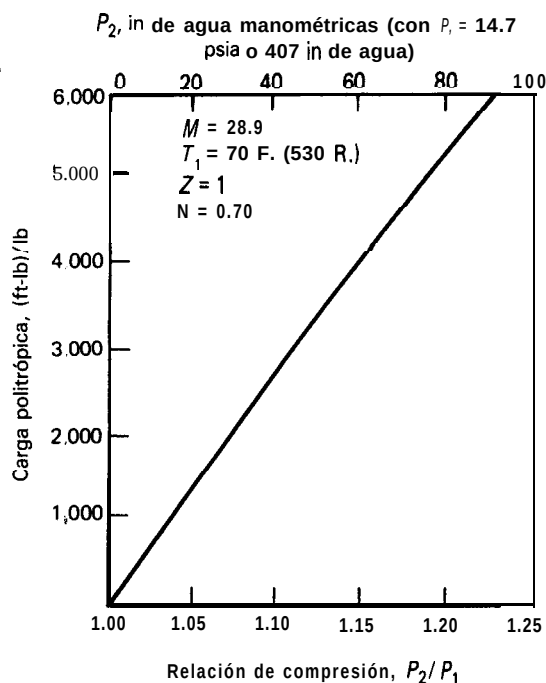


Fig. 15 Carga politrópica contra relación de compresión

Ejemplo 2. Calcúlense caballaje al freno requerido (E_{hps}) y el flujo de masa (W) obtenibles para un sistema de dióxido de carbono seco, en un ventilador cuyas características de manejo de aire son: $P_1 = 14.7$ psia, $T_1 = 70^\circ\text{F}$; ft³/min reales (V_A) = 26 000; presión de descarga = 18 in de agua; caballaje al freno para el aire (E_{hps}) = 103 (supónganse 98 hp para el aire + 5 hp para las pérdidas en los cojinetes); velocidad = 960 rpm. Los datos pertinentes del sistema de CO, son: $K = 1.3$, peso molecular (M) = 44, $T_1 = 100^\circ\text{F}$.

$$18 \text{ in manométricas de agua} \times 0.03613 = 0.65 \text{ psi}$$

$$P_2 = 14.7 + 0.65 = 15.35 \text{ psia.}$$

$$P_2/P_1 = 15.35/14.7 = 1.045$$

Con $R = 1.045$, $H = 1\,260$ (ft-lb)/lb (Fig. 15)

$$W_{\text{aire}} = \frac{26\,000 \times 144 \times 14.7 \times 28.9}{1\,545 \times 530} = 1\,940 \text{ lb/min}$$

$$N = \frac{1\,940 \times 1\,260}{33\,000 \times 98} = 0.756$$

Con dióxido de carbono y una carga de 1 260 (ft-lb)/lb, el factor B es:

$$B = \left(\frac{K-1}{K}\right)\left(\frac{1}{N}\right) = \left(\frac{1.3-1}{1.3}\right)\left(\frac{1}{0.756}\right) = 0.305$$

Y la razón de presiones es:

$$(P_2/P_1)^B = 1 + \left(\frac{BH}{RT}\right) = 1 + \frac{0.305 \times 1\,260}{(1.545/44)(560)} = 1.196$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \sqrt[B]{1.196} = 1.80$$

Por tanto, con 26 000 ft³/min reales y a 100°F , el flujo de masa (W) y el caballaje al freno (E_{hps}) para el sistema de CO, son:

$$W = \frac{26\,000 \times 144 \times 14.7 \times 44}{1\,545 \times 560} = 2\,800 \text{ lb CO}_2/\text{min}$$

$$E_{hps} = \frac{2\,800 \times 1\,260}{33\,000 \times 0.756} = 141.2 \text{ hp. (más 5 hp para pérdidas en cojinetes)}$$

Comprobación de la temperatura de descarga:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^B = 560 \times 1.196 = 670^\circ\text{R. (210}^\circ\text{F.)}$$

Antes de utilizar el ventilador de este ejemplo con dióxido de carbono, hay que consultar al fabricante para determinar si el equipo es adecuado para el nuevo servicio. Podría sugerir cambiar la velocidad o restringir el flujo para disminuir la potencia requerida.

Con una velocidad más baja, se reduciría la relación de presiones producida por el ventilador; se puede utilizar las leyes de los ventiladores para estimar el nuevo rendimiento. Tendría que restringirse el flujo a uno estable para el ventilador y obtenerse con el fabricante una nueva curva de rendimiento.

Por lo general, no se suele cambiar los ventiladores de un servicio a otro, pero se pueden aplicar los métodos descritos para estimar la potencia requerida y, con los catálogos del fabricante, seleccionar el tamaño del ventilador.

Especificaciones y hojas de datos

Una parte esencial del dimensionamiento correcto es una definición exacta de las condiciones y requisitos de operación. Cuando se va a comprar un ventilador, se acostumbra enviar las especificaciones y hojas de datos a los fabricantes. Deben incluir no sólo la información que permita al fabricante determinar el tamaño, sino también incluir los accesorios necesarios y dejar espacio suficiente para incluir los datos del fabricante. Esto ayuda a evaluar las características mecánicas y aerodinámicas del ventilador. Una hoja de datos típica incluye los presentados en la tabla III.

Hay que definir con la mayor exactitud posible las características del gas y las condiciones de operación. Se deben incluir la máxima gama esperada de composición, presiones y temperaturas del gas. Por ejemplo, en

Tabla III Información que se debe incluir en la hoja de datos

Características del gas	Accesorios requeridos
Composición	Unidad motriz (motor, turbina de vapor, turbina hidráulica, otro)
Peso molecular	Información del acoplamiento (fabricante, tipo, tamaño, etc.)
Flujo requerido	Engranaje requerido
Condiciones y características de operación	Control (reguladores de tiro, aletas de guía de entrada, unidades motrices de velocidad variable, aspas de paso variable, actuadores axiales)
Presión y temperatura de succión	Equipo de seguridad (presión, temperatura, vibración)
Presión y temperatura de descarga	Filtros o coladores de admisión
Potencia requerida	Agujeros para limpieza
Velocidad del ventilador	Equipo y revestimientos para atenuación del ruido
Rotación del ventilador	
Diámetro del impulsor	Especificaciones de construcción y materiales
Número de etapas	
Tipo de ventilador	Para carcasa, impulsor, árbol y otras piezas
Par (motor) al arranque	Tipo de sellos
Momento de inercia	Diámetro del árbol
Cojinetes y lubricación	
Tipo de cojinetes (radiales y de empuje)	
Sistema de lubricación y lubricante recomendado	
Conexiones	Pruebas y diversos
Tamaño y capacidad nominal	Pruebas requeridas
Ubicación	Inspección
Conexiones para drenaje	Pruebas ante representantes
	Pruebas de la unidad motriz
	Pesos

un ventilador de tiro forzado para una caldera en el norte de Canadá, el aire de entrada puede estar a temperaturas que van desde -50°F hasta $+90^{\circ}\text{F}$. Por tanto, puede ser necesario utilizar un motor que no se sobrecargue con ninguna temperatura del aire de entrada.

Si los ventiladores se van a instalar a la intemperie, el motor y cualquier otro equipo eléctrico y de control se deben especificar con carcasas y casetas adecuadas, por ejemplo, motor completamente encerrado, enfriado por ventilador. El ventilador en sí se puede proteger con pintura.

También se debe recordar que la Air Moving and Conditioning Assn., (AMCA)⁴ ha estandarizado las designaciones de ventiladores y sopladores en cuanto a construcción resistente al chisporroteo, diámetros de las ruedas, áreas de salida, tamaños disposiciones de las transmisiones, posiciones de la caja de entrada, rotación y descarga, posiciones del motor y límites de operación.

Lo anterior está incluido en las normas AMCA 2401 a 2410 y se deben consultar para la especificación precisa del ventilador. En las plantas de proceso se suele utilizar la construcción Clave IV, que abarca ventiladores con aumento total de presión mayor de 12.25 in de agua.

Costos de inversión

Es difícil estimar con exactitud los costos de los ventiladores centrífugos debido a los muchos y diferentes tipos, clases y configuraciones existentes. Una base conservadora alrededor de 30 a 40 dólares por hp al freno (bhp) para ventiladores de alrededor de 50 000 ft^3/min y presión de 45 in de agua (500 bhp), y de alrededor de 60 dólares/bhp para los de 25 000 ft^3/min y presión de 40 in de agua (250 bhp).

Esos costos incluyen el ventilador, el motor totalmente encerrado con enfriamiento por ventilador, el acoplamiento y su protector, el montaje de la placa base para las unidades pequeñas y los materiales estándar de construcción; no incluyen arrancadores, accesorios y controles. Se puede encontrar una guía general de costos para ventiladores, hasta de 1 000 bhp y para 20 in de agua, en el nomograma preparado por J.R.F. Alonso⁶

El precio relativo de los ventiladores pequeños de alta presión y una etapa, hasta de 100 ft^3/min es elevado. Por ejemplo, un ventilador para 65 ft^3/min a 14 in de agua costó hace poco más de 1 000 dólares/bhp. El precio de los sopladores, en general, está entre 50 y 60 dólares/bhp. Cuando el proceso exige una construcción de acero inoxidable, el costo puede ser dos o tres veces mayor que cuando se usan materiales estándar.

Unidades motrices y acoplamientos

Si la propulsión del ventilador va a ser con turbina u otro medio de velocidad variable, hay que determinar si las piezas rotatorias resistirán la operación hasta llegar a la velocidad de disparo del propulsor. En las turbinas de vapor el disparo se ajusta entre 10 y 15 % por arriba de la velocidad normal. Es aconsejable incluir en las es-

pecificaciones una prueba del conjunto rotatorio a la velocidad de disparo. En la tabla IV se enumeran las ventajas y desventajas de diversas unidades motrices de velocidad variable.

Cuando se utiliza engranaje entre el propulsor y el ventilador, hay que hacer un análisis torsional de todo el tren 0 sea transmisión, acoplamientos, engranaje y ventilador. Este análisis lo puede realizar el fabricante del ventilador o el de la unidad motriz, y debe comprarse con la unidad.

The American Gear Mfre. Assn. (AGMA)⁸ recomienda incluir un factor de servicio para el engranaje. Se suelen aplicar los siguientes factores a la capacidad de potencia del propulsor para obtener el caballaje nominal de la unidad de engranes.

Tipo de ventilador	Motor de combustión interna (cilindros múltiples)		
	Motor eléctrico	Turbina	
Centrífugo, incluso sopladores y de tiro forzado	1.4	1.6	1.7
De tiro inducido	1.7	2.0	2.2
Industriales y para minas	1.7	2.0	2.2

Las pérdidas de alrededor de un 2 % o de un 5 %, según el tipo y la calidad de unidad de engranes, se suman a la potencia requerida en el propulsor.

Los accesorios para el engranaje, según su tamaño, pueden ser termómetros para cojinetes, detectores de vibración, el tipo de cojinete de empuje (caras cónicas, ¹ cuerpo basculante, antifricción, de reborde, etc.) y algún tipo de sistema de lubricación. En ventiladores para refineras, se puede aplicar la Norma API 613.⁹

Además de las consideraciones anteriores, hay que decidir si la unidad motriz se compra junto con el ventilador o por separado. Si el ventilador es grande, es preferible comprarlo con el motor, para evitar los problemas de coordinación en la selección del motor y el acoplamiento.

El fabricante del ventilador debe determinar una curva esperada de velocidad contra el par (torsión) (Fig. 16) y el momento de inercia del ventilador. Esto le permitirá seleccionar el motor correcto para la aplicación. El acoplamiento lo debe suministrar el fabricante del ventilador.

Otros componentes en que se requiere coordinación con los fabricantes son la bancada o placa de base para el ventilador y el motor, y el protector para el acoplamiento.

Algunas de las complejidades de la coordinación se ilustran con el siguiente caso real.

Un ventilador industrial de tiro forzado, para unos 150 000 ft³/min de aire a 38 in de agua manométricas, que necesitaba 1 300 bhp para el aire, iba a tener doble propulsión, con motor eléctrico y turbina, y embragues

Tabla IV
Ventajas y desventajas de las unidades motrices de velocidad variable para ventiladores

Ventajas	Desventajas
Motor de corriente continua	
Amplios límites (rango) de variación de velocidad ajustable, sin escalonamientos	Alto costo inicial; requiere equipo de conversión de ca a cc; problemas de instalación y mantenimiento
Motor de ca de velocidad variable	
Todas las ventajas de unidad de cc de velocidad variable; muchos no tienen conmutador o escobillas que necesiten mantenimiento	Alto costo inicial
Motor de ca de dos velocidades	
Cambio sencillo de la velocidad	Sólo hay dos velocidades; se incluyen motores de devanado sencillo y polos consecuentes (con relación de velocidades de 2: 1) y motores con amplitud modulada en los polos, con relación de velocidades de 3:2 a 3:1
Unidades hidráulicas	
Bajo costo, sencillas; permiten arrancar al motor en contra de un par motor bajo; generalmente libres de problemas	Ineficientes excepto a plena velocidad; algunos embragues hidráulicos son difíciles de controlar cerca de la posición de plena velocidad; se necesita un sistema auxiliar de lubricación

de un sólo sentido para que el motor o la turbina pudieran hacer funcionar el ventilador.

El ventilador y el motor se compraron en otros países, a distintos fabricantes; la turbina, el engranaje, los embragues y el acoplamiento, en Estados Unidos, con la participación del fabricante de la turbina. Con tal cantidad de fabricantes, no se pudo responsabilizar a nadie del funcionamiento de la unidad; el resultado fue que no se pudo funcionar el ventilador en la fábrica con el motor ni con la turbina.

Es mucho más sencillo y, quizá menos costoso a la larga, comprar todo el equipo con la intervención de un solo fabricante; en especial cuando puedan ocurrir problemas en el campo y sería difícil determinar el responsable.

En la Ref. 7 se puede encontrar una buena descripción de motores para ventiladores y la forma en que el momento de inercia (WR^2), el peso del ventilador y otros factores influyen en la selección del motor.

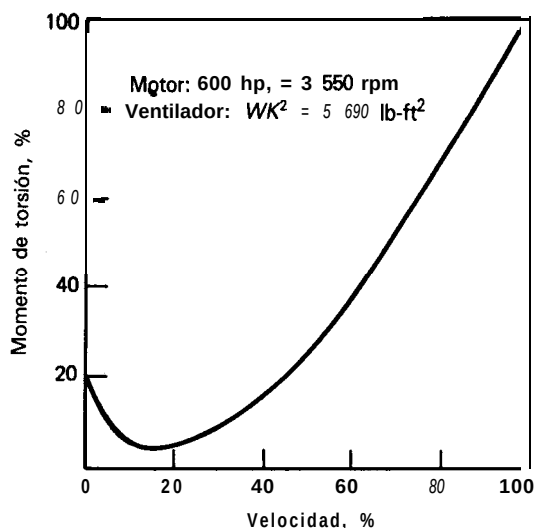


Fig. 16 Curva de velocidad contra momento de torsión para estimar el caballaje del ventilador, para el aire o gas

Controles del ventilador

El rendimiento de un ventilador centrífugo o axial se puede modificar variando la velocidad del ventilador o cambiando las condiciones de presión en la entrada, la salida o en ambas con aletas de guía en la entrada o con reguladores de tiro. Los de flujo axial también se pueden controlar si se cambia el paso de las aspas.

El más eficiente de esos métodos es el cambio de velocidad. Sin embargo, como esta característica no es de uso general, pues los ventiladores suelen tener motor de velocidad constante, hay que recurrir a otro medio para variar el flujo; quizá lo mejor sea con aletas variables de guía en la entrada que deben comprarse con el ventilador.

El control más común en los ventiladores centrífugos de velocidad constante es el regulador de tiro. Cuando se cierra y se reduce la presión de entrada, aumenta la relación de presiones, con lo cual el punto de funcionamiento sobre la curva del ventilador se mueve en la dirección del flujo más bajo.

A veces, la caída adicional de presión se logra con un regulador de descarga, pero se desperdicia más potencia que con el regulador de tiro. Los reguladores parcialmente cerrados en los ventiladores axiales pueden aumentar la potencia conforme reducen el flujo, de acuerdo con las características generales de rendimiento de tales ventiladores.

Las oscilaciones, que constituyen una condición de flujo inestable en los compresores dinámicos, también pueden ocurrir en los ventiladores, al tener caudales (o gastos) menores que los normales, cuando el ventilador (o el compresor) ya no pueden producir la presión requerida. En los ventiladores o sopladores con presión mayor de 55 in de agua (2 psi) y de más de 150 bhp, las oscilaciones pueden producir daños. Por tanto, se debe pensar en el empleo de algún control de oscilaciones.

A veces, en ventiladores de carga elevada en servicio con un gas, puede ser necesario derivar parte del gas de la descarga hacia la succión, para mantener el flujo por encima del mínimo requerido para evitar las oscilaciones. Hay que enfriar el gas y tomarlo desde un punto en el tubo de descarga corriente arriba del evitador de flujo inverso en la descarga (si se utiliza). En servicio con aire, se puede mantener el flujo por arriba del punto de oscilaciones si se arroja aire a la atmósfera o se deja salir algo de aire en el lado de la succión (en los ventiladores de tiro inducido).

Para evitar una posible rotación inversa después del paro, se debe considerar algún evitador de flujo inverso en ventiladores extractores de gas de un sistema cerrado.

Vibración

Los límites de vibración dependen de la velocidad. Una amplitud máxima pico a pico, media en las tapas de los cojinetes, se clasificaría como "buena" según la tabla siguiente. Las vibraciones 2.5 veces mayores que esos valores, se considerarían "ligeramente fuertes", pero todavía aceptables después de cierto tiempo de trabajo.

Rpm	Amplitud de vibración "buena", in
400	0.003
800	0.002
1 200	0.0013
1 800	0.0008
3 600	0.0005

A velocidades más bajas, digamos menores de 800 rpm, los valores de la amplitud aceptable de la vibración, tomados de tablas pueden no ser un buen criterio. Entonces es preferible limitar la velocidad de vibración del árbol a 0.1 in.

Hay que considerar el monitoreo de las vibraciones en ventiladores en servicio crítico, para dar alarma automática cuando llegan a un valor peligroso. Si se pide al fabricante balancear el conjunto rotatorio (ventilador y árbol) pueden minimizarse las vibraciones por esa causa. En los ventiladores grandes es posible que el impulsor se envíe desmontado al usuario. El fabricante debe ser el responsable de balancearlo hasta el punto convenido con el usuario.

Atenuación del ruido

Se debe instalar equipo para atenuación de ruido en ventiladores que sobrepasen los límites establecidos. Sin embargo, es muy difícil especificar el nivel máximo del ruido de un ventilador.

La potencia del sonido generada por un ventilador depende del flujo, nivel de presión, tipo y configuración del impulsor. No es posible diseñar un ventilador silencioso para altos valores de presión; en los de 2 a 3 psi, no es raro que el nivel de potencia del ruido sea de 110

a 130 dB. Por supuesto, este tipo de ventilador se debe instalar en un lugar alejado o modificarse con **atenuadores** de sonido para hacer que el nivel de ruido quede dentro de límites aceptables. En la Walsh-Healey Act¹⁰ y la Occupational Safety and Health Act (OSHA)¹⁴ se especifican los niveles sonoros permisibles en las zonas de trabajo.

Para disminuir la intensidad del ruido, se pueden utilizar silenciadores, aislamiento alrededor de los ductos y revestimiento en los muros o una caseta acústica. Las pérdidas de presión del ventilador en los atenuadores cilíndricos por lo general son de 2 in de agua o menos.

El equipo silenciador se puede instalar en los ductos de entrada o salida, cerca del ventilador o alrededor de la carcasa. Los fabricantes darán los datos del nivel de ruido generado por determinado ventilador; estos se suelen tomar de pruebas en la fábrica en instalaciones típicas de campo de ventiladores similares.

Si los silenciadores de admisión y descarga están calculados para las condiciones nominales de funcionamiento, darán la atenuación requerida. Se fabrican para colocarlos en ductos redondos o rectangulares, con materiales estándar o especiales y con relleno acústico especial para atmósferas corrosivas.^{11,12}

En ocasiones, cuando una aplicación necesita más bien un compresor, el costo de un ventilador y los accesorios asociados para atenuación del ruido puede ser menor que el de un compresor cuyo ruido máximo esté dentro de los límites permitidos.

Carga en la brida; sellos del árbol

Por lo general, los fabricantes requieren que los ductos conectados no transmitan carga a la carcasa del ventilador; cosa deseable, pero cuando es inevitable aplicar cargas, por la dilatación térmica o el peso, existe la posibilidad de reforzar la carcasa para evitar la deformación y la desalineación.

Por lo general, resulta tolerable cierta cantidad de fugas por los sellos del ventilador y el árbol, pues una consideración importante es la facilidad de reemplazo de los sellos, que pueden ser de fieltro, caucho natural o sintético, asbesto u otros materiales.

Si no se puede permitir las fugas, se utilizan sellos de contacto. Un tipo (Fig. 17) tiene un elemento central, que proporciona compensación anular, bajo carga de resorte, para mantener todas las caras en contacto constante. Se dice que es adecuado para líquidos, gases, vapores y sólidos finos en las industrias química, petrolera, farmacéutica y alimentaria.

Análisis de los sistemas

Para tener funcionamiento adecuado de un ventilador, hay que comprender los efectos del sistema sobre el propio ventilador; en otra forma, ninguno de los dos trabajará bien. Un sistema de ventilador consiste en toda la trayectoria del aire, que suele ser una combinación de tubos o ductos, serpentines, filtros, bridas y otro equipo.

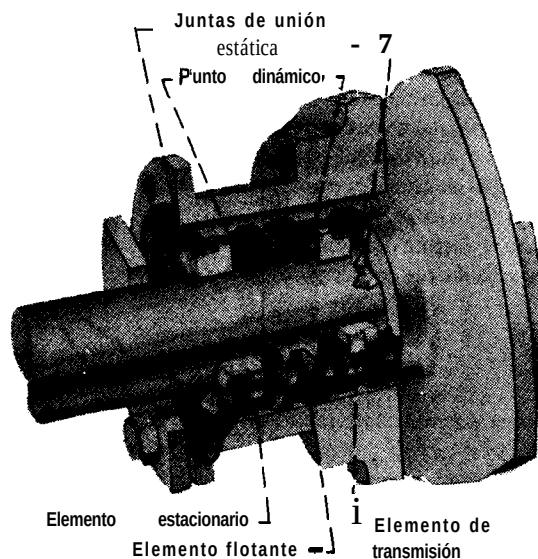


Fig. 17 El sello del tipo de contacto mantiene todas las caras en contacto constante con el árbol para evitar fugas

En un sistema fijo el caudal (gasto) en ft^3/min tendrá una pérdida de presión ocasionada por la resistencia del sistema. La pérdida de carga en un sistema de ventilador se calcula en forma similar a la del flujo de fluidos en la tubería de un proceso. Primero se desglosa el sistema complejo en sus componentes, con valores conocidos de caída de presión. La suma de estas resistencias es la resistencia total del sistema.

La resistencia total del sistema incluiría la que hay en el ducto principal a la entrada del ventilador, la del ducto principal desde la descarga del ventilador hasta el extremo del mismo y las de los tubos o ductos ramales, filtros, colectores de polvo, rejillas u otros componentes. La persona sin experiencia en estos aspectos debe consultar a un especialista.

En una curva típica de sistema de ventiladores (Fig. 18) la presión estática del sistema (P_s) es una función parabólica. El punto de operación (PO) está en la intersección de la presión estática del ventilador y la P_s del sistema.

En ocasiones, los ventiladores que no funcionan en el PO de diseño son inestables y producen pulsaciones, que pueden dañar el ventilador, el sistema o ambos. Para evitar el problema, se debe seleccionar el ventilador de modo que su PO siempre esté dentro de los límites estables, es decir, en la parte descendente de la curva de flujo contra aumento de presión y, de preferencia, con algún flujo que corresponda sólo a un punto de aumento de presión. En la figura 18, por ejemplo, esto corresponde a flujos mayores de 17 500 ft^3/min .

Otro factor importante en el diseño de un sistema es la elección de las aspas. Por ejemplo, como se indica en la figura 19, hay menos posibilidad de acumulación de partículas sobre las aspas si éstas son de curvatura al frente, pero a cambio de estabilidad en el ventilador. El de aspas con inclinación inversa es más estable; las as-

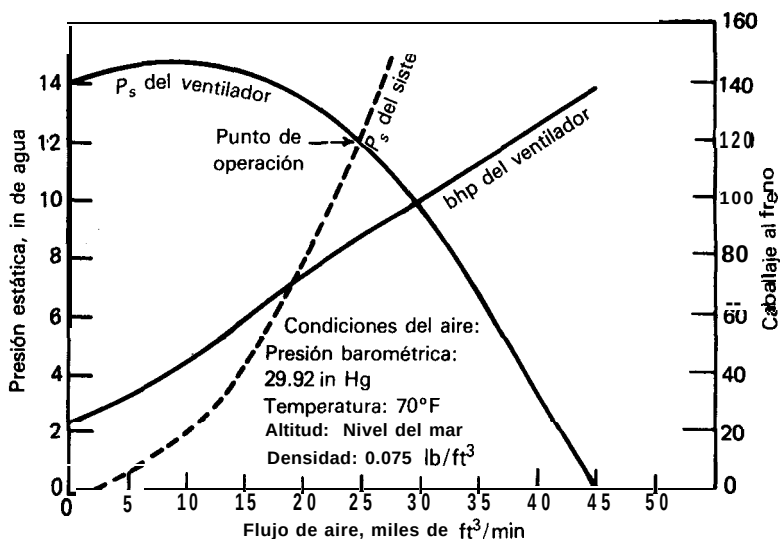


Fig. 18 La curva del sistema de ventiladores ubica el punto de operación en la intersección de la presión estática del ventilador y la P_s del sistema

pas de curvatura al frente deben acoplarse con todo cuidado al sistema de ductos.

Materiales de construcción

Los materiales de construcción y los tipos de sellos dependen de la composición del gas que se maneje. Los materiales estándar incluyen hierro fundido y acero al carbono para carcasas; aluminio y acero al carbono en los impulsores y acero al carbono para los árboles. En algunos casos se pueden requerir otros materiales. Por ejemplo, si el ventilador tiene que mover una mezcla húmeda de amoníaco, dióxido de carbono y aire, puede ser necesario el acero inoxidable (304 ó 316) para todas las piezas que hacen contacto con el gas.

Se utilizan también los plásticos reforzados con fibra de vidrio (FRP), aunque tienen limitaciones en la presión. Por ejemplo, se construyó un ventilador de 7.5 in

de diámetro para 120 000 ft³ estándar/min para una presión estática máxima de sólo 2 in de agua.

Los de FRP, con aspas de inclinación hacia atrás, pueden manejar flujos de 65 000 ft³/min a una presión estática de 3 in y velocidad de 8 200 ft/min en la punta. Con soportes y refuerzos especiales, los ventiladores de FRP con aspas radiales pueden manejar presiones hasta de 20 in de agua, con caudal hasta de 45 000 ft³/min y velocidad de 16 500 ft/min en las puntas de las aspas.

La resistencia a la corrosión se puede aumentar con materiales especiales de revestimiento, a menudo obtenibles con los fabricantes y a menor costo que los materiales especiales. Sin embargo, la buena aplicación del revestimiento depende mucho de la experiencia en aplicaciones anteriores, en un servicio similar.

Los revestimientos por lo general se clasifican como de *secado* al aire, como las pinturas especiales, asfalto resinas epoxi, fenólicas de secado al aire, vinilo, siliconas o

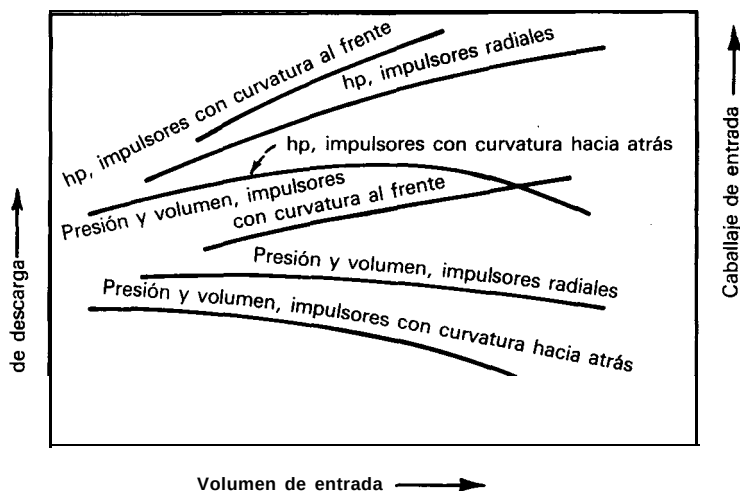


Fig. 19 Rendimiento del soplador con diferentes tipos de impulsores

zinc inorgánico, y de *secado en horno*, como el poliéster, con refuerzo de libra de vario o sin él, el cloruro de polivinilo, las epoxi y las fenólicas secados en horno.

Cuando se especifique un revestimiento, hay que indicar la zona y el espesor de la aplicación. La preparación de la superficie y el método de aplicación deben ser los indicados por su fabricante. Por lo general, en las propuestas del fabricante del ventilador se suelen incluir las superficies tratadas con chorro de arena o de perdigones, pero no las preparaciones especiales.

Puede ser imposible aplicar revestimiento de secado en horno en las superficies internas y externas completas; en algunos casos, es posible que resulte satisfactorio sólo en las superficies para la corriente de aire y mucho menos costoso. Por ejemplo, en un soplador para comprimir 100 ft³/min de amoníaco y sulfuro de hidrógeno desde 18 hasta 21 psia, su fabricante recomendó revestir sólo las partes internas con Heresite (Heresite and Chemical Co., Manitowoc, WI) a un costo de alrededor de 1 000 dólares por soplador.

Las temperaturas permisibles para los revestimientos deben ser mayores, por un amplio margen que las esperadas de funcionamiento. El caucho, que se utiliza a veces, está limitado a unos 180°F. La velocidad en las puntas de ruedas revestidas con caucho es de unos 13 000 ft/min (0 menor para capas gruesas).

Como regla general, el límite superior de la velocidad en las puntas de los ventiladores industriales modernos grandes es de unos 40 000 ft/min; a esa velocidad se pueden lograr aumentos de presión del 25% con aire. Si la rueda tiene cualquier revestimiento, debe funcionar a velocidad más baja, con lo cual se limita la relación de presiones.

Los revestimientos con resinas epoxi, como la Coroline o las poliéster, como la Flakeline (fabricadas por Ceilcote Co., Berea, Ohio), sirven también para proteger las superficies del ventilador contra los gases corrosivos. Estos revestimientos y los similares se pueden utilizar para velocidades en las puntas hasta de 20 000 a 28 000 ft/min. Sin embargo, si hay partículas abrasivas, polvo o gotitas de líquido en la corriente de gas, puede fallar el revestimiento y hay que fabricar el ventilador con materiales adecuados.

Para reducir costos, algún fabricante puede recomendar aplicar un recubrimiento en el árbol y algunos componentes de baja velocidad y utilizar superficies metálicas adicionales atornilladas, remachadas o aplicadas con pistola en las piezas de alta velocidad. Pueden ser satisfactorias la aleaciones Colmonoy 5 (Wall Colmonoy Corp., Detroit, Mich.), Stellite 3 y 5 (Stellite Div., Cabot Corp., Kokomo, Ind.) e Inconel X (International Nickel Co., Huntington, W.Va.) en medios sujetos a corrosión por esfuerzo por el sulfuro de hidrógeno. Si la construcción del ventilador lo permite, se pueden emplear placas de Inconel X, de Hastelloy (Stellite Div., Cabot Corp.) u otros materiales, atornilladas o remachadas para minimizar la erosión.

Cada fabricante tiene sus propios métodos de construcción de los ventiladores. Las carcasas e impulsores pueden ser remachados, soldados, moldeados o atornillados. Los cojinetes pueden ser del tipo de **manguito**

(chumacera) o antifricción y, según sean la velocidad, carga y temperatura, pueden ser autolubricados o necesitar sistema de lubricación. La duración mínima y la temperatura máxima para cojinetes antifricción, se deben especificar de acuerdo con las normas ANSI. Por lo general, se acepta una duración mínima de 30 000 horas; pero, en ventiladores de trabajo pesado, 50 000 horas es una cifra conservadora. Las temperaturas de los cojinetes, medidas en el interior, no deben exceder los 180°F.

Pruebas de rendimiento

Las pruebas de los ventiladores en la fábrica se suelen hacer con entradas abiertas y ductos de descarga lisos, largos y rectos. Como estas condiciones rara vez se pueden reproducir en el sitio de instalación, el resultado es reducción en la eficiencia, menoscabo en el funcionamiento y, en casos extremos, falla del ventilador o sobrecarga de la unidad motriz. Aunque las condiciones en la entrada influyen más en los ventiladores que las de descarga, los ductos de entrada y salida deben permitir el patrón de flujo correcto.

Los ventiladores de flujo axial son más susceptibles a las condiciones de entrada que los centrífugos. Hay el caso de un ventilador existente, axial con aletas de guía, de 33 in de diámetro, 1 000 rpm, que tuvo un 70% de eficiencia y presión total de 1.0 in de agua monométrica, al conectar la entrada a un codo liso de 90° (relación de 2 entre radio exterior e interior).

Con flujo constante, cuando se utilizó un codo angular con aletas desviadoras en lugar del liso, la eficiencia cayó al 54% y la presión total, a 0.8 in de agua monométricos. Con un codo angular sin aletas, la eficiencia fue del 45% y la presión total de 0.6 in de agua monométricos.¹³

Aunque las pruebas en fábrica pueden descubrir la integridad mecánica o el comportamiento aerodinámico de un ventilador, es posible que la cantidad y alcance de las pruebas los determine el tamaño del banco de pruebas. Para unidades en servicio crítico, puede ser un factor decisivo en la selección del ventilador.

Sin duda, debe obtenerse una prueba mecánica de fábrica, que debe durar cuando menos dos horas a velocidad máxima continua, si es posible de alguna manera. La prueba debe certificarse y obtenerse lecturas de las temperaturas de cojinetes, flujo de aceite y amplitudes de vibración. En los turboventiladores, también se debe hacer una prueba de sobrevelocidad.

Las pruebas en fábrica se recomiendan cuando:

- Los ventiladores son centrífugos o axiales grandes; su diseño no se ha fabricado antes o son de un tipo existente, pero de mayor tamaño.

- La eficiencia propuesta está en el extremo superior de la escala para el tipo de ventilador y los costos de energía son elevados.

- El ventilador estará en servicio crítico y, si no puede llegar al punto garantizado de operación por cualquier margen, el resultado sería muy costoso.

Debido a que los reglamentos para pruebas,^{2,4} sólo bosquejan los métodos de prueba, pero no mencionan

penalizaciones por no cumplir con el rendimiento prometido, el comprador debe especificar los límites aceptables.

Es muy difícil efectuar pruebas precisas en el sitio de instalación, pero si el rendimiento no es satisfactorio, el comprador debe tener la opción de hacer que el fabricante supervise esa prueba. Aunque las condiciones de la fábrica para medir presiones, temperaturas, humedad del aire en el sistema y consumo de potencia no se pueden reproducir en el sitio de instalación, sí es posible demostrar las deficiencias graves y exigir la corrección. Para los ventiladores que pueden necesitar pruebas en el sitio, se deben incluir suficientes instrumentos o lugares para colocarlos en la distribución de tales ventiladores.

Lineamiento para la instalación

Una base fuerte para instalar el ventilador es esencial para un trabajo correcto, largo y libre de problemas. La colocación ideal es en losas de concreto, al nivel del piso. Si hay que montar en una estructura elevada, por ejemplo, en la parte superior de un horno, se debe tener máximo cuidado con el balanceo para evitar sacudidas. En instalaciones críticas se necesita el análisis de vibraciones de toda la estructura.

Una regla aproximada para instalar ventiladores en losas de concreto en la rasante es utilizar un peso de concreto, que tenga aproximadamente seis veces la masa de los elementos rotatorios de la unidad.

A medida que se instala el ventilador en su base, se deben utilizar soleras y calzas para ayudar a su alineación con la unidad motriz y el engranaje (si se utiliza). La alineación es en especial crítica en los ventiladores de tiro inducido que trabajan a altas temperaturas, para las cuales hay que tener en cuenta los movimientos conforme la carcasa, el árbol y el impulsor alcanzan su temperatura de operación. Si es posible, se debe monitorear en forma continua las vibraciones mientras se calienta hasta su temperatura normal. Un aumento gradual en las vibraciones indica alineación deficiente a causa del aumento de temperatura.

Cuando se utilizan cojinetes de bolas o de rodillos en árboles movidos con bandas V, hay que tener cuidado de evitar la precarga excesiva de los cojinetes, que podría doblar el árbol cuando se tensan las bandas. Cuando se utiliza esta transmisión, las poleas se deben montar junto con el impulsor en la fábrica, en el momento en que se balancean.

Si la temperatura de los cojinetes pasa de 180°F, pueden emplearse lubricantes especiales. Pero si la temperatura es inferior a -30°F, aparte de emplear lubricantes especiales, los metales de los cojinetes deben ser de fabricación especial.

Los dispositivos de seguridad para ventiladores son los mismos que para los compresores centrífugos. Si el ventilador requiere sistema de lubricación separado, hay que instalar protección adecuada para presión y temperatura, con el fin de evitar que funcione en seco, incluso cuando sigue girando por inercia en el caso de interrupción de la potencia. Se recomiendan interruptores por vibración en ventiladores de alta velocidad, en

servicio con alta temperatura o polvo y para la mayor parte de los de flujo axial.

Un estudio de los problemas de arranque durante los últimos siete años, indica una incidencia muy pequeña de fallas atribuibles a los ventiladores y a sus unidades motrices. Las fallas en los centrífugos fueron menores y se corrigieron con facilidad; las de los de flujo axial fueron más serias, pero sólo ocasionaron daños menores a otro equipo.

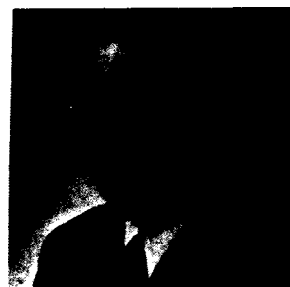
Agradecimientos

Las siguientes compañías suministraron información o ilustraciones, o ambas cosas, para este artículo: American Standard, Inc., Industrial Products Div., Detroit, Mich (Figs. 3, 4, 9, 10); Buffalo Forge Co., Buffalo, N.Y. (Fig. 8); Castle Hills Corp., Pigua, Ohio; Clarkson Industries, Inc., Hoffman Air Systems Div., New York, N.Y. (Figs. 2, 14); Ernest F. Donley's Sons, Inc., Cleveland, Ohio (Fig. 17); Dresser Industries, Inc., Franklin Park, Ill.; Fuller Co., Lehigh Fan & Blower Div., Catasauqua, Pa.; Garden City Fan & Blower Co., Niles, Mich.; Joy Mfg. Co., Pittsburgh, Pa.; Lau, Lebanon, Ind.; The New York Blower Co., Chicago, Ill. 1 (Figs. 6, 7, 18); Niagara Blower Co., Buffalo, N.Y.; Westinghouse Electric Corp., Westinghouse Sturtevant Div., Boston, Mass.; Zurn Industries, Kalamazoo, Mich. (Fig. 5).

Referencias

1. "Mark's Standard Handbook for Mechanical Engineers," 7th ed., T. Baumeister, ed., McGraw-Hill, New York (1967).
2. "ASME Standard PTC-11," Test Code for Fans, American Soc. of Mechanical Engineers, New York.
3. "API Standard 617," American Petroleum Institute, New York.
4. "AMCA Standard 210-67," Test Code for Air Moving Devices, Air Moving and Conditioning Assn., Park Ridge, Ill.
5. Fans, A Special Report, *Power*, Mar. 1968.
6. Alonso, J. R. F., Estimating the Costs of Gas-Cleaning Plants, *Chem. Eng.*, Dec. 13, 1971, p. 86.
7. Rajan, S., and Ho, T. T., Large Fan Drives in Cement Plants, *IEEE Transactions IGA*, Vol. IGA-7, No. 5, Sept.-Oct. 1971.
8. American Gear Mfrs. Assn., Washington, D.C.
9. "API Standard 613," High-Speed, Special-Purpose Gear Units for Refinery Service, 1st ed., American Petroleum Institute, New York (1968).
10. Walsh-Hecly Act, *Federal Register*, Vol. 34, No. 96, May 20, 1969; revised, Jan. 24, 1970.
11. "ASHRAE Guide and Data Book," Chapter 31, American Soc. of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York (1967).
12. Graham, J. B., How To Estimate Fan Noise, *Sound and Vibration*, May 1972.
13. Christie, D., Fan Performance as Affected by Inlet Conditions, *ASHRAE Transactions*, Vol. 77, Part 1, 1971, pp. 84-90, American Soc. of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York.
14. Occupational Safety and Health Act, *Federal Register*, Vol. 36, No. 105, May 29, 1971.
15. "Fan Engineering," Buffalo Forge Co., 1970 ed., Buffalo, NY.

El autor



Robert Pollak es especialista en ingeniería, en Bechtel, Inc., Refinery and Chemical Div., P. O. Box 3955, San Francisco, CA 94119, encargado de la especificación y selección de compresores y ventiladores centrífugos y reciprocantes, así como de sus motores eléctricos, turbinas de vapor y otras unidades motrices para los mismos. Tiene maestría en ingeniería mecánica por la University of Illinois. Es miembro de ASME.

Ventiladores y sistemas de los ventiladores

En las industrias de procesos químicos el costo de instalación y operación de los ventiladores puede ser considerable, por lo que es importante conocer la forma correcta de seleccionarlos y aplicarlos. En este artículo se describen el funcionamiento, la selección de los ventiladores y el diseño de los sistemas.

También se presentan los ventiladores de plástico reforzado con fibra de vidrio que se utilizan en atmósferas corrosivas.

John E. Thompson y C. Jack Trickler. The New York Blower Co.

Los ventiladores y sus componentes pueden representar una parte considerable del costo total de la planta, y esté puede aumentar mucho si no se aplican los fundamentos establecidos de selección, aplicación, operación y mantenimiento. Asimismo, el alto costo de la energía exige amplia atención a la eficiencia de los ventiladores.

El ingeniero debe conocer los tipos principales de ventiladores y sus empleos recomendados, y cómo seleccionarlos para servicios desde el suministro de aire limpio hasta el manejo de gases corrosivos, explosivos y con abrasivos. Además, la persona que prepara las especificaciones debe conocer los principios de diseño de sistemas de ventiladores; es decir, cómo tener la seguridad de lograr el funcionamiento esperado. El ingeniero a quien le sea necesario considerar corrientes de aire o gas corrosivos debe conocer las diferencias entre los ventiladores de plástico reforzado con fibra de vidrio (PRF) (sigla en inglés, FRP) y los de acero o de aleaciones.

En este artículo se incluyen los aspectos básicos de los ventiladores y su selección, los efectos de los sistemas y los ventiladores de PRF. Dado que no se ha dado una diferencia significativa entre ventilador y soplador, en este artículo sólo se mencionarán como ventiladores. Sin embargo, es importante que el ingeniero comente sus necesidades específicas con el posible proveedor para hacer la selección más atinada e incluir todos los factores y limitaciones en el rendimiento.

Fundamentos de los ventiladores

Las características de rendimiento de un ventilador se determinan, principalmente, por la forma y colocación de las aspas de la rueda. Por ello, en la actualidad pueden clasificarse en cinco grupos que, en términos generales, en orden de eficiencia decreciente son: aspas de inclinación hacia atrás, axiales, con curvatura al frente, de punta radial y radiales. La rueda del ventilador axial impulsa el aire o gas en línea recta; los otros tipos de ruedas son centrífugas.

Aunque las características generales de rendimiento de estos tipos son las mismas en todos los fabricantes, varían las capacidades específicas, las recomendaciones y las limitaciones.

Ventiladores con curvatura hacia atrás

En la figura 1 se ilustran los dos diseños de ruedas del tipo con inclinación hacia atrás en uso común: una con aspas de espesor sencillo y otra con aspas aerodinámicas; este último es el diseño de mayor eficiencia mecánica, que puede llegar al 90%, y suele ser el más silencioso.

Las aspas de espesor sencillo pueden manejar partículas finas arrastradas por el aire o humedad en éste, las que dañarían las aspas aerodinámicas, pero son algo más ruidosas y menos eficientes. Su eficiencia mecánica pico es del 84% o más.

Una ventaja de los tipos con inclinación hacia atrás es que sus curvas de potencia de entrada no presentan sobrecarga. Como se indica en la figura 2, el caballaje al freno (bhp) sube hasta un máximo a medida que aumenta el flujo, y luego cae. Esto significa que el motor seleccionado para esos bhp máximos no se sobrecargará, a pesar de las variaciones en la resistencia o flujo del sistema, siempre y cuando la velocidad del ventilador permanezca constante. Esa flexibilidad resulta una ventaja cuando la resistencia o el flujo pueden variar por los cambios en la composición de la corriente de aire o cuando no se puede definir con exactitud, por ejemplo, en una planta piloto.

La curva de presión estática (Fig. 2) es típica para la mayor parte de los ventiladores con inclinación hacia atrás, porque hay un intervalo (rango) de inestabilidad a la izquierda de la presión pico, por lo general en donde la curva tiene una caída pronunciada. Dentro de estos

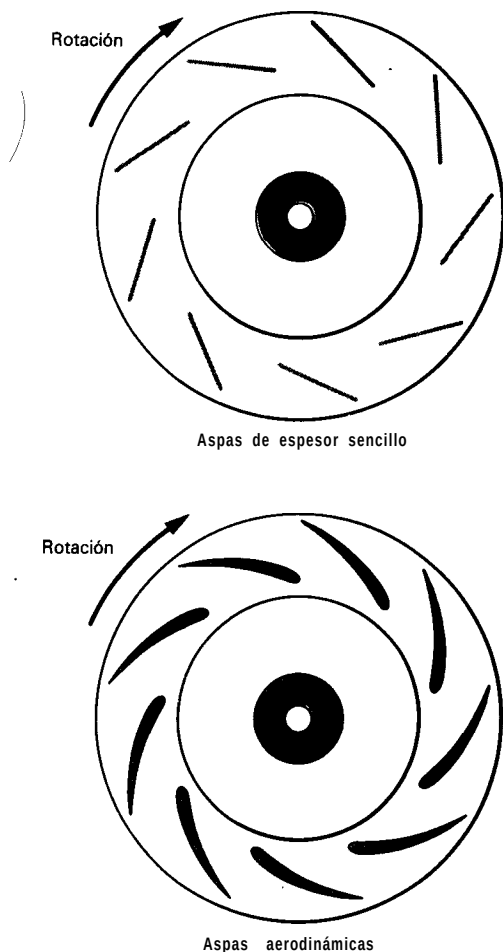
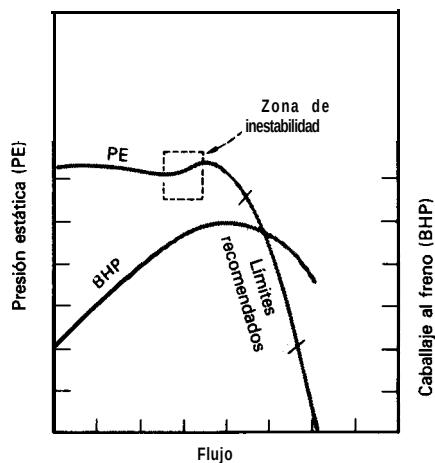


Fig. 1 Las ruedas con inclinación hacia atrás pueden tener aspas de espesor sencillo o aerodinámicas

La rueda típica tiene una zona de inestabilidad



Algunas ruedas con aspas aerodinámicas tienen estabilidad completa

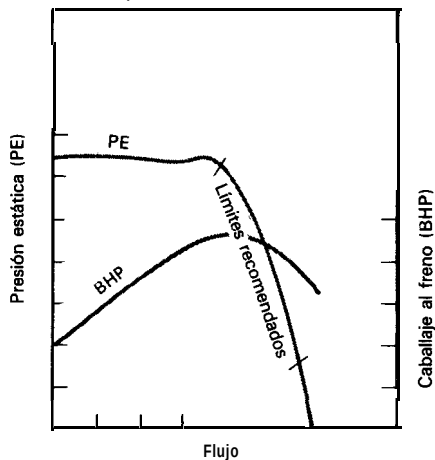


Fig. 2 Curvas de rendimiento de ventiladores con inclinación hacia atrás

límites de alta presión y bajo flujo, el aire que pasa por la rueda puede cambiar o desprender de las aspas, y el funcionamiento ya no será estable. Se debe seleccionar un ventilador que tenga esa curva de presión estática para funcionar bien a la derecha de los límites inestables.

En la figura 2 aparecen también las curvas de rendimiento de ciertos tipos de aspas aerodinámicas, que son estables en todo el intervalo de presiones, desde la apertura hasta el cierre máximos. La caída es mucho menos pronunciada y el ventilador es estable en esa zona. Esto es importante para ventilación y suministro de aire, en donde el volumen y la resistencia al flujo pueden variar mucho. Nótese que hay sólo diferencias sutiles entre las curvas de presión estática de ventiladores con características estables e inestables, por lo cual se debe consultar al fabricante.

Las ruedas de ventilador con inclinación hacia atrás se pueden instalar en la cubierta usual en forma de caracol, en donde el escape está formando ángulo recto con la entrada, o bien, en ventiladores centrífugos en línea, en las que el flujo neto es rectilíneo. Ambos diseños tienen la misma curva de bhp sin sobrecarga, y sus curvas

de presión estática son más o menos las mismas; pero el diseño en línea es un poco menos eficiente que el centrífugo convencional. La ventaja del diseño en línea es que ahorra espacio, y el ventilador se puede montar directamente en un ducto.

Ventiladores axiales

Los ventiladores axiales son similares a los de en línea, porque el flujo de aire o gas es rectilíneo. El tipo más común es el de hélice, que se utiliza para ventilación en ventanas, muros o techos. Este mismo tipo de hélice instalada en una cubierta tubular se llama ventilador de ducto. Las ruedas más complejas, como las de la figura 3, tienen aspas aerodinámicas en vez de hélices.

Los ventiladores axiales instalados en una cubierta tubular normalmente se conocen como tuboaxiales, si la cubierta no tiene aletas de guía o axiales con aletas de guía si las tiene. Los ventiladores tuboaxiales con aspas aerodinámicas se utilizan para ventilación a baja presión; los axiales con aletas de guía, para manejo de aire limpio a presiones entre 8 y 10 in de agua; estos últimos son de mayor eficiencia, y el pico puede llegar a más de 85 %. Hay ventiladores axiales con aletas de guía, más complejos, que pueden funcionar con presiones mucho más altas, y algunos pueden manejar partículas arrastradas por el aire, pero son para aplicaciones especiales, como en la descarga de calderas de tiro inducido, en las centrales generadoras.

En la figura 4 se presentan curvas típicas de caballaje al freno y de presión estática. Los ventiladores axiales tienen una importante región susceptible de ahogo, por lo cual siempre deben funcionar a la derecha del punto intermedio de la presión pico de la curva de presión estática. Además, los ventiladores axiales son distintos de los otros que se describen, porque el caballaje aumenta cuando se reduce el flujo y llega a su máximo cuando se cierra la admisión (no hay flujo).

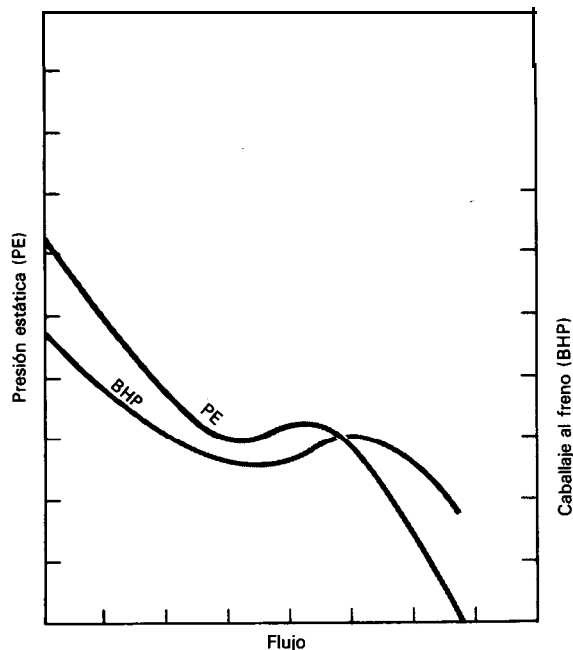


Fig. 4 El caballaje del ventilador axial se reduce cuando aumenta el flujo

Los ventiladores axiales más comunes tienen el motor o los cojinetes y los componentes de la transmisión en el paso del aire (lo que también se cumple en los centrífugos en línea). Aunque los componentes de la transmisión estén protegidos por un tubo (Fig. 3) las partículas arrastradas por el aire y los vapores explosivos o corrosivos podrían entrar en contacto con esas piezas móviles. Si el aire está caliente, la temperatura de los componentes de la transmisión puede exceder la recomendada. Por ello, la mayor parte de los ventiladores axiales se limitan al movimiento de aire limpio a temperaturas rela-

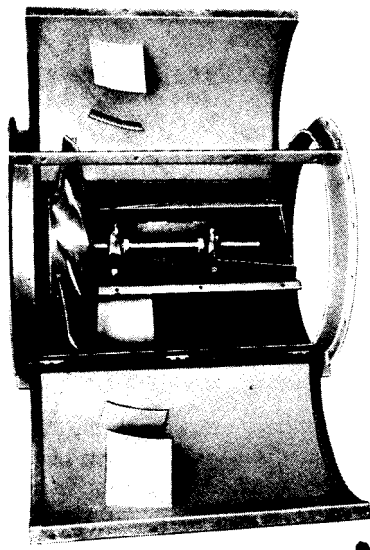
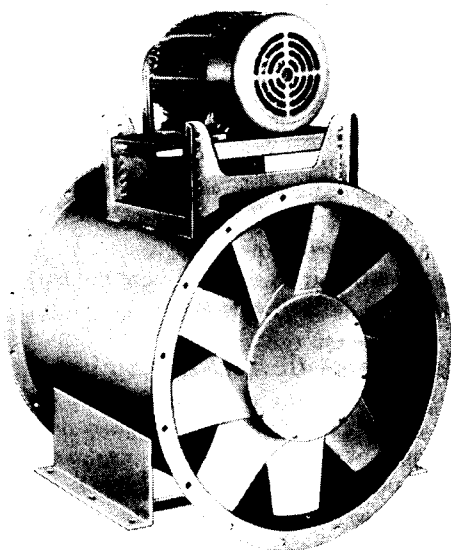


Fig. 3 La instalación típica de los ventiladores axiales es dentro del ducto

tivamente bajas; aunque hay diseños especiales para aire contaminado o a alta temperatura.

Los ventiladores axiales son un poco más ruidosos que los centrífugos en línea, pero el ruido suele ser de alta frecuencia y es más fácil atenuarlo. En otras palabras, las ondas de sonido de alta frecuencia alcanzan su pico en una distancia más corta que las de baja frecuencia, por lo que los matarruidos pueden ser más pequeños y menos costosos.

Ventiladores con curvatura al frente

Estos ventiladores, llamados también de jaula de ardilla, se utilizan para mover volúmenes bajos a medios, a baja presión. Las numerosas aspas cóncavas tienden a retener las partículas contaminantes; por ello, su uso se limita a manejar el aire más limpio.

En la figura 5 aparecen las curvas típicas de comportamiento de los ventiladores con curvatura al frente. Hay una zona de inestabilidad a la izquierda de la presión pico, por lo cual hay que operarlos a la derecha de ese punto. El caballaje al freno aumenta al incrementar el flujo en el intervalo (rango) de funcionamiento, por contraste con los ya descritos.

La rueda con curvatura hacia atrás gira con más lentitud que las de otros tipos para el mismo rendimiento, por lo cual es preferible para aplicaciones con altas temperaturas; en especial cuando éstas imponen límites a la velocidad, debido a la reducción en la resistencia del material, por ejemplo, en una caja de calentador. La velocidad más baja es también una ventaja en aplicaciones que requieren tramos largos de árbol entre los cojinetes, como en la recirculación de aire en un secador.

Aunque el ruido producido está en relación directa con la eficiencia mecánica, el ventilador con curvatura

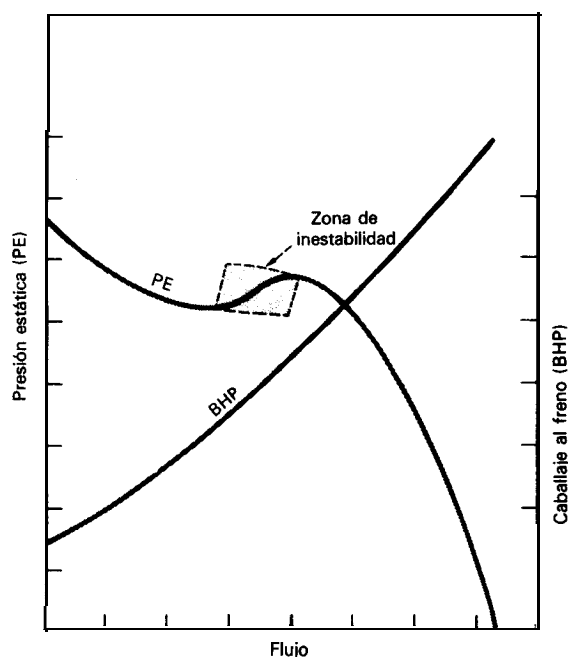


Fig. 5 El caballaje del ventilador con curvatura al frente aumenta cuando hay mayor flujo

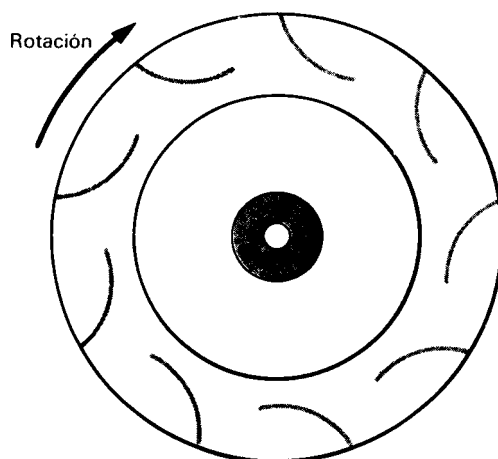


Fig. 6 Rueda típica de puntas radiales

al frente por lo común es más silencioso que otros de eficiencia similar. Esto se debe a que su velocidad más baja produce menos ruido a causa de vibraciones, por ejemplo, las transmitidas por toda la estructura.

Ventiladores de puntas radiales

El diseño de puntas radiales ocupa un lugar intermedio entre los ventiladores para aire limpio ya descritos y los de aspas radiales, más fuertes, utilizados para manejo de materiales. La rueda de ventilador con puntas radiales (Fig. 6) tiene un ángulo más bien bajo de ataque sobre el aire, lo que hace que éste siga las aspas con mínima turbulencia. El aire se acelera en las puntas de las aspas para generar presión a medida que las aspas cambian hacia una configuración radial recta; por ello se denominan de puntas radiales.

Este tipo de rueda es ideal para aire contaminado que no pueden manejar las aspas con inclinación hacia atrás, axiales y con curvatura al frente. Pero, no se utiliza para el manejo de materiales a granel y transporte neumático, en que se emplean las aspas radiales.

En el diseño de puntas radiales se combinan las características de presión estática del ventilador con inclinación hacia atrás y las de bhp del de aspas radiales (Fig. 7).

Las eficiencias mecánicas pico pueden ser del 75% y más. Hay muchas cubiertas para estos ventiladores, pero las más comunes son similares a las que usan en los ventiladores con inclinación hacia atrás. Sirven para manejar volúmenes medianos y altos de aire y gas, con un tamaño menor que el del ventilador típico de aspas radiales.

Ventiladores de aspas radiales

Estos ventiladores son "el caballo de batalla" de la industria, pues son los más comunes para manejar volúmenes bajos y medianos a altas presiones y para manejar corrientes de aire con alto contenido de partículas. Sus aplicaciones van desde mover aire limpio hasta el transporte de polvo, astillas de madera e incluso pedacería de metales.

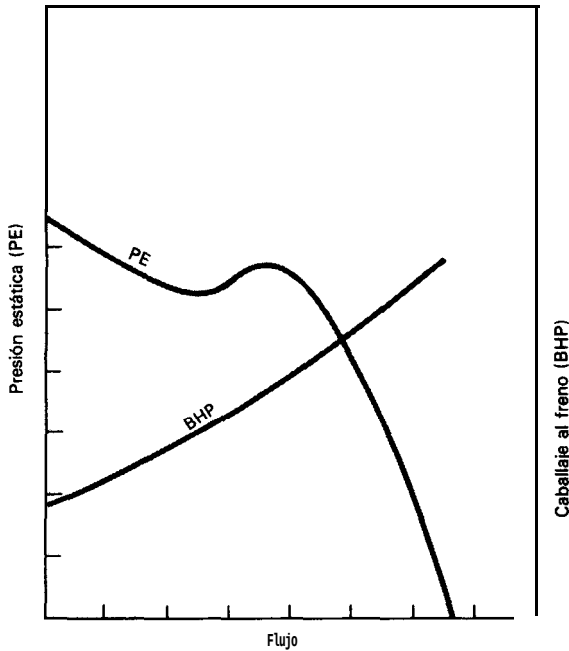


Fig. 7 En el ventilador de puntas radiales se combinan las características de los de inclinación hacia atrás y los radiales

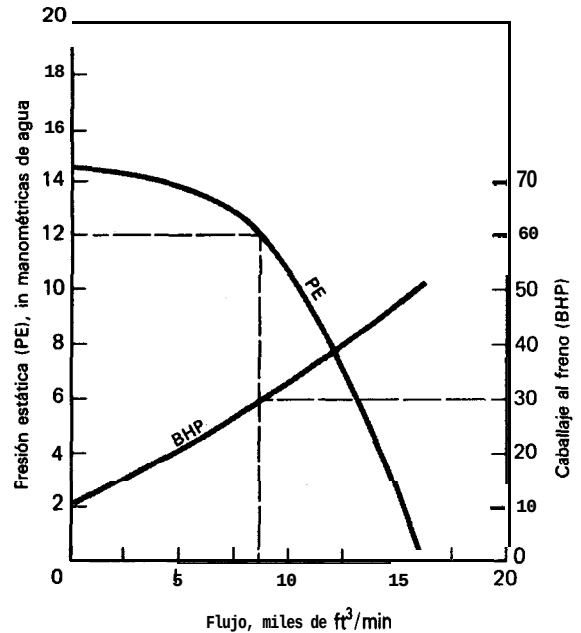


Fig. 8 Los ventiladores de aspas radiales son estables dentro de todo el intervalo (rango) de flujo

El diseño de aspas radiales es adecuado para manejo de materiales porque las aspas planas reducen la acumulación de material y se pueden fabricar con aleaciones resistentes a la abrasión. Además, las ruedas giran a menor velocidad que todas, excepto aquellas con curvatura hacia el frente, por lo cual las partículas abrasivas se mueven a lo largo de las superficies, a velocidad relativamente baja.

Por lo general, los ventiladores de aspas radiales son estables desde la apertura máxima hasta el cierre, como lo indica la curva de presión estática de la figura 8. Esto

es importante al manejar aire contaminado cuya densidad pueda variar, porque es posible que el ventilador deba funcionar con una amplia gama (rango) de flujos de aire. También en este caso, el incremento del flujo aumentará el caballoje al freno.

La eficiencia no suele ser el criterio clave al seleccionar un ventilador de aspas radiales; en los diseños más comunes se sacrifica eficiencia en favor de la capacidad en el manejo de materiales. Sin embargo, algunos diseños para manejo de polvo pueden lograr eficiencias mecánicas hasta del 75 %.

Selección de un ventilador

Los ingenieros, a menudo, admiten que el equipo de ventiladores en una planta de procesos químicos a veces es algo que se da por sentado. Los ventiladores tienden a ocasionar menos problemas que otras máquinas y componentes de sistemas. Es cierto que los ventiladores son máquinas más bien sencillas, pero la confiabilidad depende de la selección y aplicación correctas.

La selección depende, primero, del rendimiento del flujo y presión requeridos para la aplicación. Otros factores, que pueden eliminar ciertos ventiladores o tipos de ventiladores, son las partículas y los productos químicos en la corriente de aire, restricciones en el tamaño y en el espacio, temperatura de la corriente de aire y el ruido. Por último, la evaluación de los costos de capital y de operación definirá cuál es el ventilador más económico.

Rendimiento del sistema de los ventiladores

Rendimiento es el volumen del flujo de aire (ft³/min) y la presión estática (in de agua manométricas), requeridos para vencer la resistencia al flujo. La elección del ventilador que cumpla esos requisitos o los supere, parece ser cosa fácil, pero hay que tener en cuenta ciertos obstáculos.

Primero ¿qué tan exacto y confiable es el cálculo de la resistencia del sistema?. Un ventilador con curva de presión estática con mucha pendiente, entregaría el volumen de aire especificado, a pesar de cambios o errores pequeños; mientras que en uno con curva plana habría un cambio grande en el flujo de aire. Además, un ventilador *con* curvatura hacia atrás no se sobrecargaría a pe-

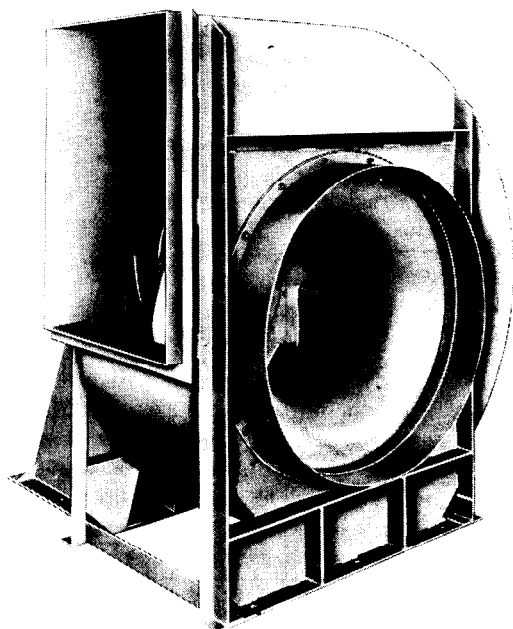


Fig. 9 Los ventiladores para aire limpio, a veces tienen conos de entrada con forma de venturi

sar de los cambios en la resistencia del sistema, por lo cual podría elegirse con más confianza el tamaño del motor correspondiente.

Otro factor es que las capacidades nominales de los ventiladores no corresponden todas a las mismas condiciones: normal es que los ventiladores de hélice y para techo funcionan a su capacidad nominal sin necesidad de ductos; la mayor parte de los otros dependen de ductos de entrada y de salida o de ambos para el funcionamiento a su capacidad. Hay la ventaja de que los detalles para determinar la capacidad nominal por lo común aparecen junto con las tablas de sus valores en los catálogos del fabricante, y los ventiladores tienden a ser clasificados en configuraciones similares a las de empleo más común.

Los ventiladores para aire limpio en edificios o sistemas de proceso pocas veces tienen ductos de entrada. Los ventiladores con inclinación hacia atrás, con curvatura al frente y centrífugos en línea para esas aplicaciones tienen un cono de entrada liso en forma de venturi que minimiza las pérdidas. Los ventiladores de puntas radiales suelen tener esos conos (Fig. 9).

Los ventiladores con conos de entrada pueden o no tener ductos de entrada cuando se determina su capacidad nominal, pero se acostumbra que tengan ductos de salida*. Los ventiladores sin esos conos deben tener ductos de entrada o entradas con venturi externo.

* Los procedimientos de clasificación los establecen en forma conjunta la Air Movement and Control Assn. (AMCA), que es una agrupación de industriales, y la American Soc. of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE), una sociedad profesional. En la publicación 201 de AMCA, "Fans and Systems", se detallan las longitudes y condiciones del ducto de salida utilizadas para medir en forma congruente el rendimiento del ventilador, y se incluyen factores de corrección cuando las conexiones son diferentes o no se utilizan.

Los ventiladores axiales se suelen instalar dentro de un ducto y lo normal es que se los especifique para trabajar con ductos de entrada y salida. Sin embargo, algunos fabricantes establecen la capacidad nominal con transiciones divergentes en la salida que convierten la presión de velocidad (energía cinética) en presión estática; esto se puede prestar a confusiones, en especial cuando se compara el ventilador de un fabricante con el de otro. La clasificación para ventiladores centrífugos grandes, de alto caballaje, se puede hacer con diferentes condiciones en la salida. Una transición, conocida como ensanchamiento, aumenta el área en la salida, con lo cual se logra más presión estática.

La conversión de energía cinética en presión estática es de rutina en el diseño de sistemas de ventiladores. Cuando el flujo de aire entra en un ensanchamiento del ducto, aumentará la presión estática porque se reduce la velocidad y, por tanto, la energía cinética. La presión total permanece constante, excepto que hay una ligera pérdida de eficiencia por lo abrupto del ensanchamiento del ducto.

En la figura 10 se presenta un ejemplo. Hay una diferencia de 1 in manométrica de agua en la presión de velocidad en el ensanchamiento del ducto, entre los puntos B y C. Un ensanchamiento de esa configuración (razón de áreas de 1.4: 1 y ángulo de 7°) podría tener hasta un 94% de eficiencia al convertir la energía cinética en presión estática. En otras palabras, la resistencia total A-B-C-D es de sólo unas 14 in manométricas de agua, en vez de las 15 in que sería sin la recuperación de presión estática.

Este mismo principio se aplica en el caso de ensanchamiento o de salidas con cono de recuperación del ventilador. Sin embargo, su eficiencia no es tan elevada, debido a la turbulencia.

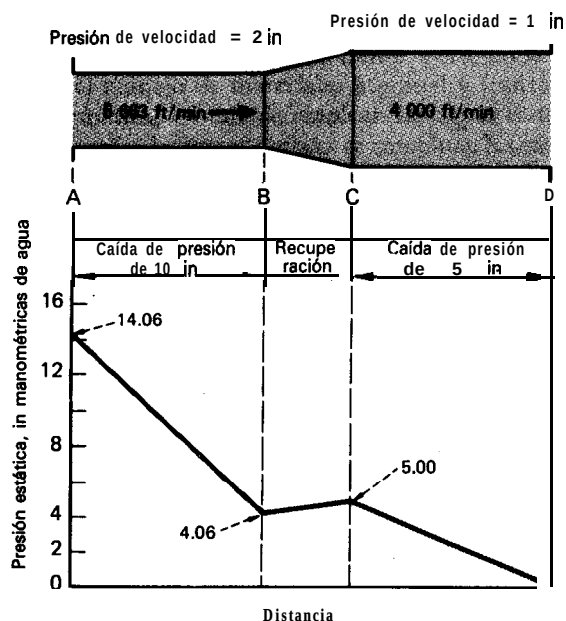


Fig. 10 La transición en el ducto permite una conversión de presión de velocidad en presión estática con un 94% de eficiencia

Dado que las conexiones están implícitas en las capacidades nominales de los ventiladores, hay que cerciorarse de que éstas sean las de la aplicación. Si no, se pueden corregir de acuerdo con las conexiones reales que se utilizarán. También es importante dejar espacio para todas las conexiones requeridas y tener en cuenta que las conexiones de recuperación de presión pueden reducir la velocidad a menos de la mínima necesaria para evitar que se depositen las partículas que pueda llevar el aire.

Clase del ventilador

La clase del ventilador es otra forma de describir su rendimiento. La Air Movement and Control Assn. (AMCA) en su Norma 2408-69 especifica el rendimiento respecto a la presión estática y velocidad mínimas para ventiladores clase 1, II y III.[†] Hay normas separadas para ventiladores con inclinación hacia atrás de anchura sencilla y doble, con curvatura al frente de anchura sencilla y doble y en línea con inclinación hacia atrás. Por ejemplo, la norma de clase para ventiladores con inclinación hacia atrás y anchura sencilla es:

Clase 1: presión estática de 5 in manométricas de agua a 2 300 ft/min hasta presión estática de 2.5 in a 3 200 ft/min.

Clase II: presión estática de 8.5 in a 3 000 ft/min hasta presión estática de 4.25 in a 4 175 ft/min.

Clase III: presión estática de 13.5 in a 3 780 ft/min hasta presión estática de 6.75 in a 5 260 ft/min.

Clase IV: Por arriba de los mínimos de la clase III.

Hay la creencia de que la clase de ventilador también indica los requisitos de construcción, como el calibre del metal que se utilizará, pero no es así. Un ventilador destinado a servicio de clase 1 puede cumplir con los requi-

sitos de la clase II (cosa que les conviene a algunos fabricantes), pero su construcción no es mejor de necesidad. Para lograr una construcción de calidad, se debe especificar un calibre mínimo del metal, no la clase del ventilador.

Composición de la corriente de aire

El factor más importante para la selección del ventilador, después del rendimiento, es la composición de la corriente de aire. La humedad, los productos químicos corrosivos, los vapores o gases inflamables o explosivos y las partículas arrastradas por el aire imponen, cada uno, límites en la elección de ventiladores. En muchos casos, la composición de la corriente de aire requiere materiales de construcción incompatibles con ciertos diseños de ventiladores, y el aire cargado de partículas hace que la elección se reduzca sólo a los ventiladores radiales o de puntas radiales de construcción más resistente.

La carga de partículas se puede definir por el contenido máximo, medido en gr/pce (granos por pie cúbico estándar de aire) y el tamaño máximo (no el promedio) de las partículas. La mayor parte de los ventiladores para aire limpio pueden manejar hasta 0.02 gr/pce y tamaños hasta de 0.05 micra sin obstruirse. Más allá de estos valores, hay posibilidad de que se acumulen la humedad o las partículas en las aspas de ventiladores con inclinación hacia atrás, con curvatura al frente 0 axiales y ocasionen desbalances, erosión y mal funcionamiento.

La corrosión se puede combatir en muchas formas. Casi todos los ventiladores se pueden proteger con pintura o revestimientos diversos, casi todos los centrífugos se construyen con aluminio o acero inoxidable. En los últimos años, se han perfeccionado los ventiladores de plástico reforzado con fibra de vidrio (PRF), como op-

[†]AMCA Standard 2408-69.

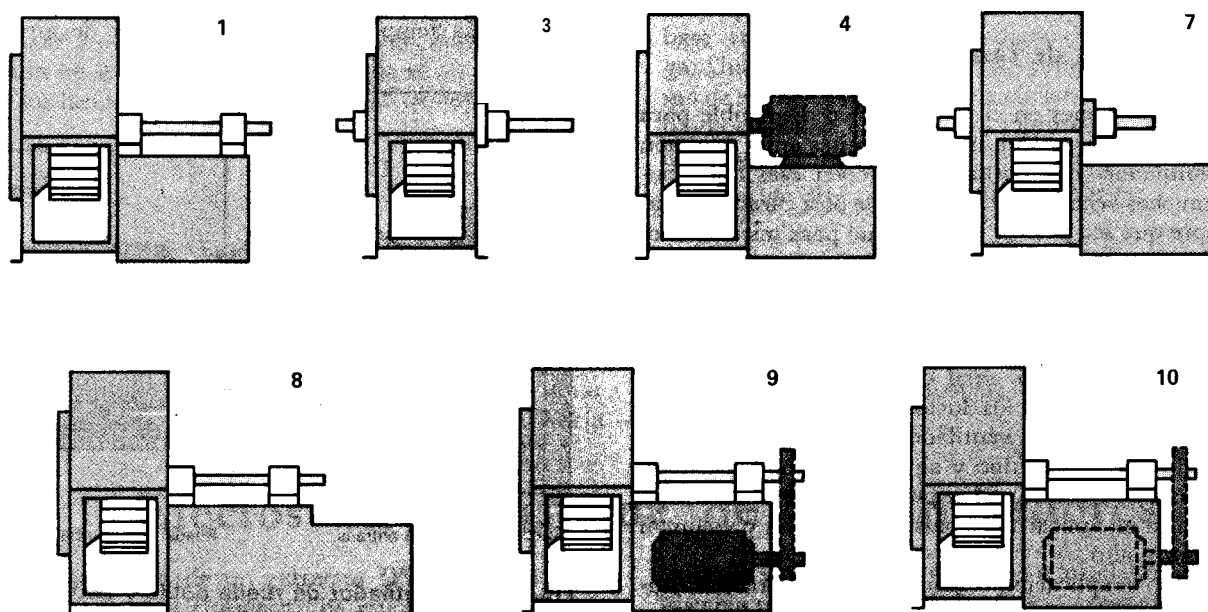


Fig. II Disposiciones de motores y cojinetes definidos por AMGA

ción económica razonable en servicio corrosivo, y se describirán en detalle más adelante.

Los vapores inflamables o explosivos requieren un estudio cuidadoso de todos los componentes del sistema. Hay normas para motores eléctricos a prueba de explosión, pero no para ventiladores. Los fabricantes ofrecen diversas formas de construcción resistente al chisporroteo, en la cual algunas piezas son de aleaciones no ferrosas para minimizar las posibilidades de generación de chispas entre dos componentes que tengan rozamiento o choquen entre sí. Sin embargo, no se elimina la posibilidad de producción de chispas por influencias externas, como partículas arrastradas en el aire, ni constituye garantía de seguridad.

La abrasión es un problema grave y un costo importante en el manejo de materiales. Pero no hay métodos confiables para predecir la abrasividad de un material o una corriente de aire en especial y, por tanto, no se puede predecir con exactitud la duración de un ventilador expuesto a la abrasión. Hay modificaciones en la construcción y componentes especiales que pueden prolongar la duración en servicio con la presencia de abrasivos, pero es mejor hacer la determinación individual del tipo y características de cada ventilador.

Para cualquier corriente de aire contaminada, se deben suministrar ciertas características básicas. Un sello o cierre en el árbol contendrá los contaminantes y protegerá los cojinetes externos y las piezas contiguas. Las conexiones de entrada y salida con brida ayudan a sellar para evitar fugas, aunque los ventiladores de PRF a menudo tienen conexiones deslizables que se pueden adherir a ductos del mismo material para sellamiento positivo. Un drenaje en la parte más baja de la cubierta del ventilador impide la acumulación de humedad y permite el lavado periódico para eliminar las sustancias corrosivas o contaminantes que se pudieran adherir. Los ventiladores suelen tener una puerta de acceso para limpieza e inspección.

Restricciones de tamaño y espacio

Las limitaciones en el espacio físico disponible para una instalación, pueden imponer límites en la selección del ventilador. Hay formas de resolver esas limitaciones, muchas veces con el sacrificio de otra característica. Siempre que sea posible y en especial para instalaciones a la intemperie, hay que eliminar esas restricciones, a fin de poder cumplir con otras especificaciones que pueden ser más importantes.

El ahorro de espacio es una de las razones clave para escoger un ventilador axial o un centrífugo en línea. Cuando se instalan en los ductos, en los cielos rasos (plafones) o azoteas, estos ventiladores no requieren cuartos separados para el equipo y ahorran mucho espacio de piso. Por supuesto, también pueden ser la elección más económica en aplicaciones para baja presión y volumen mediano y alto.

Cuando la aplicación requiere un ventilador centrífugo, la disposición de la transmisión y de los cojinetes influye en las necesidades de espacio. En la figura 11 se

ilustran las disposiciones o arreglos más comunes definidos en las normas AMCA.

Los ventiladores con transmisión con bandas V por lo general se encuentran en las disposiciones 1, 3, 9 y 10. En la 1, ambos cojinetes están sobre un pedestal, y el motor puede montarse en el piso o en una base común. La disposición 3 requiere menor espacio que la 1, porque tiene un cojinete en cada lado del ventilador, pero tiene limitaciones porque uno de los cojinetes está frente a la entrada del aire. La disposición 9, es similar a la número 1, excepto que el motor es de montaje lateral para ahorrar espacio; en el número 10 se ahorra espacio con el motor montado dentro del pedestal de los cojinetes; pero, tanto la 9 como la 10 tienen limitaciones para el tamaño del motor.

Los ventiladores con motor de acoplamiento directo suelen ser los de las disposiciones 4, 7 y 8. La rueda del ventilador, en la número 4, se monta directamente al árbol del motor; por tanto su aplicación queda restringida por los límites de temperatura del motor. La disposición 7 es similar a la 3, pero con pedestal para el motor. La disposición 8, similar a la 1, tiene pedestal para el motor y es adecuada para temperaturas altas o aire contaminado, porque el motor está lejos del ventilador.

Las disposiciones 3 y 7 suelen encontrarse en diseños de doble anchura y doble entrada (DADE) y en los comunes de anchura sencilla y una entrada (ASUE). Las disposiciones 3 y 7 ASUE no se recomiendan para ruedas de menos de 30 in porque los cojinetes obstruyen la entrada; los tipos DADE se utilizan para todos los tamaños. Por lo general, un ventilador DADE es aproximadamente un 75% más alto que uno ASUE, pero también necesita más espacio en el piso, como se ilustra en la figura 12.

Temperatura

Los límites mínimo y máximo de temperatura dependen del tipo de ventilador y de la disposición de la transmisión. La temperatura de la corriente de aire está

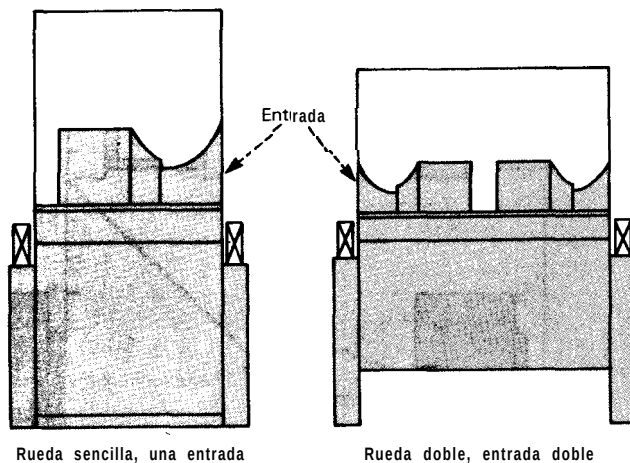


Fig. 12 El ventilador de rueda doble y entrada doble es más corto, pero necesita más espacio en el piso.

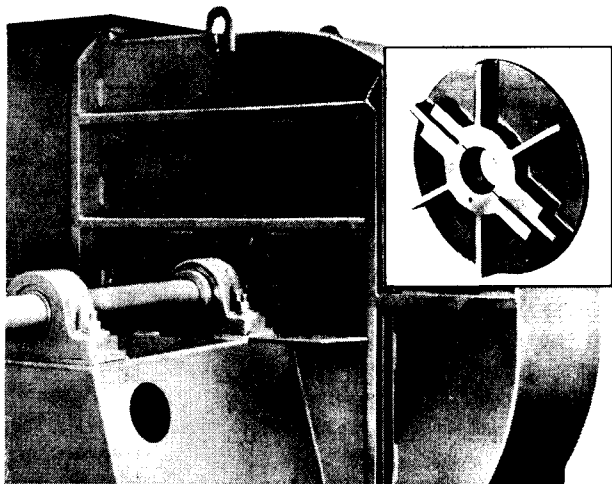


Fig. 13 Enfriador del árbol (con protector de seguridad) para alejar el aire caliente de los cojinetes

limitada en ventiladores que tienen el motor, la transmisión y cojinetes en la corriente de aire.

Las disposiciones 1, 8, 9 y 10 no tienen estos componentes en la trayectoria del aire, pero pueden necesitar un enfriador o "arrojador del calor" del árbol entre la cubierta del ventilador y el cojinete interno, para impedir el paso de aire caliente por la abertura del árbol hacia el cojinete. En la figura 13 se ilustra un enfriador, que básicamente es un conjunto de aspas de ventilador con un protector de seguridad.

La temperatura de la corriente de aire también influye en la velocidad segura de funcionamiento de un ventilador, y ésta depende de los materiales de construcción. Por lo general, los aceros pierden resistencia al aumentar la temperatura, y se vuelven quebradizos si la temperatura es muy inferior a 0°F; entonces, en ambos casos hay que reducir la velocidad. La mayor parte de los ventiladores funcionan dentro de los límites de -25°F a 1 000°F o más y en cualquier caso en el que la temperatura no sea de 70°F, es posible que se requiera corregir los límites estándar de velocidad de operación.

Ruido

En general, los ventiladores más eficientes producen el mínimo ruido llevado por el aire; pero el ruido por vibración de las estructuras circundantes y el ruido mecánico ocasionado por la transmisión y el motor pueden ser más importantes en algunas situaciones. Además, un ventilador de tamaño inadecuado puede no estar funcionando dentro de sus límites (rango) de eficiencia

pico. Aunque, por lo general, un ventilador con aspas aerodinámicas en la eficiencia pico, será menos ruidoso que uno radial en el mismo servicio, un radial en su eficiencia pico puede ser más silencioso que uno aerodinámico cuando se hace funcionar a éste fuera de sus límites de eficiencia pico.

Por ello, los aspectos del ruido se deben considerar para cada caso como parte del problema global de la selección del ventilador y no en una forma general. Al comparar las intensidades relativas del ruido, también es importante utilizar la medida uniforme de la potencia sonora nominal del ventilador (en watts o en dB), en vez de hacerlo con una medida no uniforme, como el nivel de presión del sonido en algún punto de referencia.

Eficiencia y factores económicos

Lo mismo que la selección de cualquier equipo, la de los ventiladores se basa en los aspectos económicos, una vez que se ha reducido el número de tipos y fabricantes probables. Por supuesto, el análisis debe incluir, además del costo inicial, los de operación, mantenimiento y servicio.

Debido al alto costo actual de la energía, los tipos más eficientes de ventiladores pueden ser la mejor elección, a pesar de tener un precio más alto. Por ejemplo, se dispone de dos tipos de ventiladores para manejar 3 000 ft³/min con una presión estática de 12 in manométricas de agua. El primero necesita 9.2 caballos al freno; el segundo necesita 8.2, pero cuesta 80 dólares más. Si se hace un cálculo conservador del valor de la energía en 250 dólares por caballo de potencia-ario, el segundo ventilador se amortizará en cinco meses. La eficiencia y el factor de potencia del motor pueden alterar ese tiempo de amortización; pero, no obstante, hay un ahorro potencial.

La mejor forma de comparar los costos de la energía para ventiladores de varios fabricantes es observar el caballaje nominal al freno para el rendimiento requerido; por supuesto, todos estos valores deben tener la misma base: volumen, presión, densidad y velocidad de descarga. Una forma de especificar los criterios para el consumo de energía es estipular una eficiencia mecánica (EM) o una eficiencia estática (EE) mínimas, que se calculan como sigue:

$$EM = \frac{(\text{Flujo}) (PT)}{(BHP) (6,356)} \times 100\%$$

$$ES = \frac{(\text{Flujo}) (PE)}{(BHP) (6\ 356)} \times 100\%$$

en donde **PT** es la presión total (estática y de velocidad), in de agua, **PE** es la presión estática, in manométricas de agua, y **BHP** el caballaje al freno; el flujo es en ft³/min.

Efectos en el sistema de los ventiladores

La instalación de un extractor (Fig. 14) es típica, cuando menos en el aspecto, de muchas instalaciones. Lo que no es común es que el ventilador y sus ductos de

entrada y salida se han diseñado e instalado para que el sistema tenga el rendimiento exacto esperado. Como ya se mencionó, los valores nominales de un ventilador se

Tabla | Pérdida de presión por efectos del sistema con codos de 90° en la entrada

Pérdida de presión, in manométricas de agua							
Longitud del ducto y velocidad del aire	Codo redondo conjuntas			Codo para ducto cuadrado			
	Dos piezas	Piezas múltiples		Sin aletas de guía		Con aletas de guía	
		R/D=1	R/D=2	R/D=1	R/D=2	R/D=1	R/D=2
Codo en la entrada							
3 000 ft/min	1.8	0.7	0.6	0.7	0.5	0.3	0.1
4 000 ft/min	3.2	1.3	1.0	1.3	0.8	0.6	0.3
5 000 ft/min	5.0	1.8	1.5	1.8	1.3	0.8	0.4
Codo a 2 diámetros de ducto de distancia							
3 000 ft/min	1.2	0.4	0.3	0.4	0.3	0.2	0.1
4 000 ft/min	2.0	0.7	0.6	0.7	0.5	0.4	0.2
5 000 ft/min	3.0	1.0	0.8	1.1	0.7	0.5	0.3
Codo a 5 diámetros de ducto de distancia							
3 000 ft/min	0.6	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	—
4 000 ft/min	1.0	0.3	0.3	0.4	0.3	0.2	0.1
5 000 ft/min	1.5	0.5	0.5	0.5	0.4	0.3	0.2

pueden dar independientemente de sistema alguno. Con demasiada frecuencia un ventilador no tiene el rendimiento esperado, porque no se tuvieron en cuenta los efectos del sistema.

Al diseñar un sistema, se utilizan la presión y volumen calculados para seleccionar y dimensionar el ventilador. Pero rara vez hay oportunidad de construir y probar un sistema piloto para tener la certeza de que los cálculos son correctos antes de instalar el equipo. Si no se tienen en cuenta todos los efectos del sistema, pueden haber pérdidas inesperadas de presión o velocidad que requerirían aumentar la velocidad del ventilador y el caballaje del motor para compensarlas.

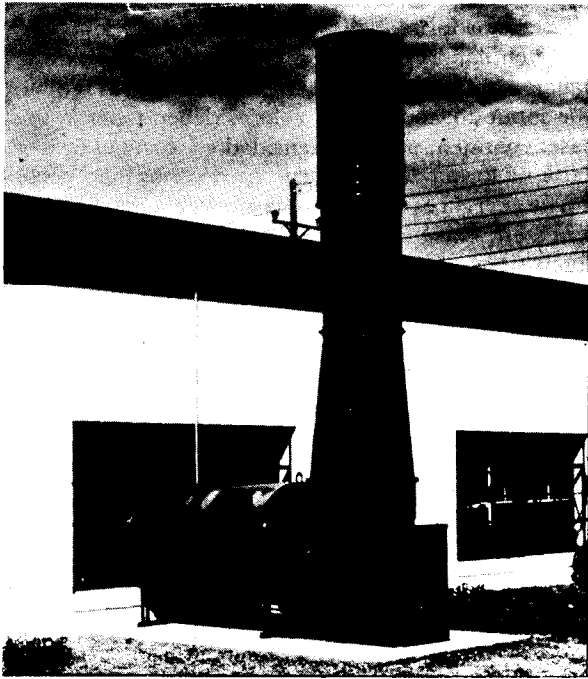


Fig.14 La instalación de un extractor incluye los ductos de entrada y de salida

Por ejemplo, la resistencia de un determinado codo a un flujo dado se puede calcular con precisión, salvo que el codo esté muy cerca de la entrada o la salida del ventilador; en este caso habrá resistencia adicional que no se puede medir ni siquiera detectar con los instrumentos de campo. En efecto, la proximidad del codo disminuye el rendimiento del ventilador y es posible que el problema ocasionado por la ubicación del codo se atribuya por error al propio ventilador.

En el Boletín 210 de la AMCA, “Laboratory Methods of Testing Fans for Rating Purposes”, se definen las conexiones de los ductos de entrada y salida para las pruebas de funcionamiento. AMCA también certifica los ventiladores si producen su flujo y presión nominales con una tolerancia del 2.5 % en la velocidad y del 5 % en el caballaje. Si el sistema instalado incluye las mismas conexiones y se han calculado con exactitud el flujo y resistencia del sistema, el ventilador tendrá el rendimiento esperado.

El punto real de operación del ventilador está en la intersección de su curva de presión estática y la curva de flujo contra resistencia en el sistema (Fig. 15); nótese que la resistencia varía en relación con el cuadrado del flujo; Si la resistencia es diferente a la esperada, el punto de operación estará en otro lugar de la curva de presión estática. Además, se alterarán las propias curvas de presión estática y de caballaje si los efectos del sistema no permiten que el ventilador logre su rendimiento nominal.

Las cuatro causas más comunes de rendimiento deficiente inducido por el sistema son: flujo excéntrico hacia el ventilador, flujo arremolinado hacia el ventilador, ductos incorrectos para la salida y obstrucciones en la entrada o la salida, y se describen a continuación.

Flujo excéntrico

Un ventilador sólo puede funcionar en forma correcta si el aire fluye en línea recta hacia la entrada con un perfil uniforme de velocidad. Como se ilustra en la figura

16b, con esto se distribuye la carga del aire con uniformidad sobre la rueda. En la figura 16b hay un codo en la entrada. Esto produce turbulencia y mala distribución del aire sobre la rueda y disminuye el rendimiento.

La severidad del efecto depende de la configuración del codo; un codo con juntas es peor que uno liso; una curvatura grande es mejor que una pequeña. Es todavía más importante la longitud del tramo recto del ducto entre el codo y la entrada, que se suele expresar en diámetros del ducto o de la entrada del ventilador. Cuanto mayor sea la longitud recta, es más fácil que la corriente de aire se enderece y llene el ducto, y se reduzca la pérdida de presión estática. Esta pérdida se vuelve insignificante si la longitud del tramo recto es mayor de 5 a 7 diámetros de ducto, pero varía según la velocidad del aire.

En la tabla 1 se indican las pérdidas de presión inducidas por el sistema con codos redondos y cuadrados que tengan una relación dada (R/D) entre el radio de curvatura y el diámetro o la anchura. Desde luego, estas pérdidas se deben sumar a la resistencia calculada del sistema a fin de determinar la presión correcta para la selección del ventilador.

Por ejemplo, la resistencia de un sistema es de 3 in manométricas de agua a 4 000 ft/min. Si se coloca un codo angular de piezas múltiples, con un radio de curvatura igual a dos diámetros, en la entrada del ventilador, ocasionará una pérdida de 1 in, manométrica de agua por efecto del sistema.

Por lo tanto, el ventilador se debe seleccionar y dimensionar para una presión estática de 4 in manométricas de agua. Si el codo estuviera a cinco diámetros de ducto, la pérdida sería de sólo 0.3 in manométricas de agua.

Una caja de entrada mal diseñada (Fig. 17) también puede producir flujo no uniforme en la entrada. Dado que el aire tiene cierto peso, cuando se lo obliga a pasar por la entrada del ventilador como se ilustra, se producirá turbulencia.

Hay muchas configuraciones posibles para la caja de entrada. Puede ser de poco fondo y ancha para colocarla en un espacio estrecho; puede ser un codo cuadrado que

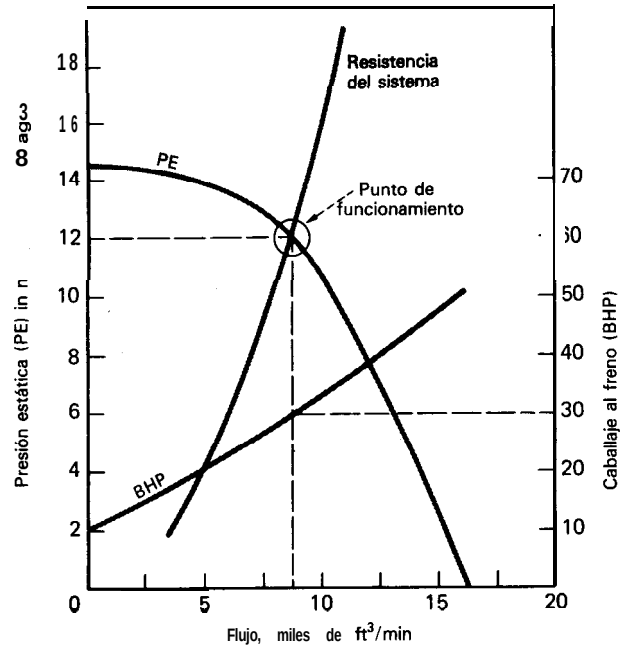
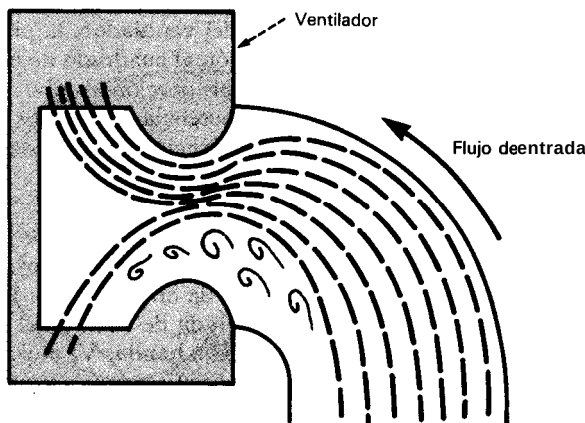


Fig. 15 El punto real de funcionamiento del ventilador está en la intersección de su curva de presión estática y la resistencia del sistema

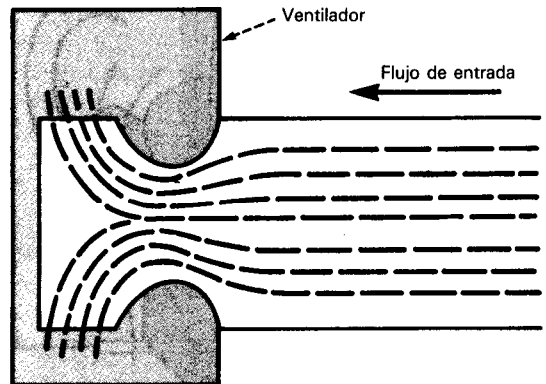
desvía el aire 90° a la entrada del ventilador, y puede estar equipada con aletas de guía que enderezan el flujo. No resulta práctico presentar tablas de esas pérdidas por efecto del sistema, debidas a las cajas, en este artículo, pero los fabricantes por lo general predicen las pérdidas para sus diseños estándar de cajas de entrada.

Flujo arremolinado

Si el aire que entra forma remolinos en el mismo sentido de rotación de la rueda, el ventilador produce menos "sustentación" que si el aire no la formara. Esto es análogo a tratar de elevar un avión a favor del viento en



a. El codo en la entrada produce flujo excéntrico



b. La entrada recta distribuya el flujo con uniformidad

Fig. 16 La distribución de aire en el ventilador depende de los ductos de entrada

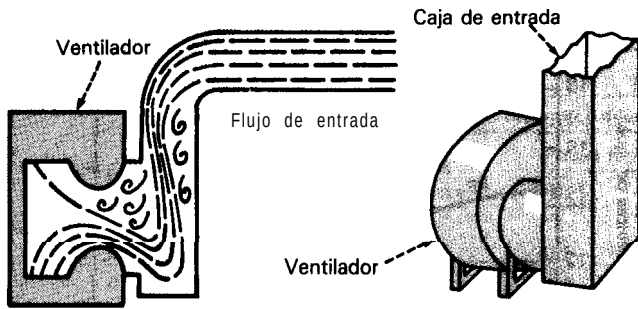


Fig. 17 El flujo se vuelve **excéntrico** cuando se desvía 90° en la caja de entrada

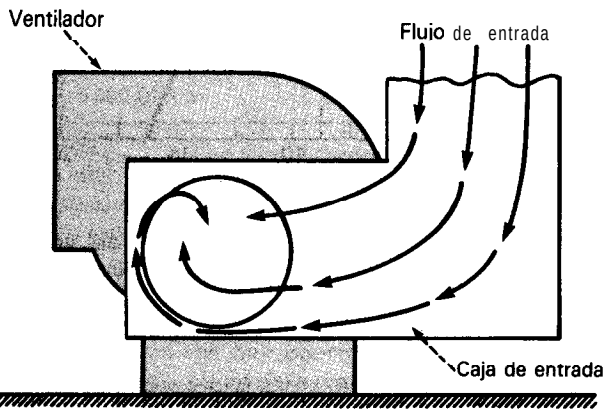


Fig. 18 La caja de entrada de doble vuelta puede ocasionar flujo con arremolinado

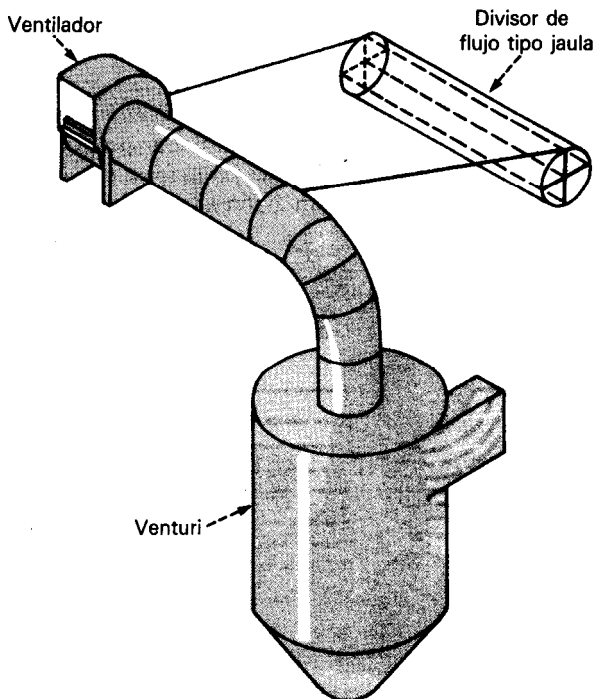


Fig. 19 El divisor de flujo tipo jaula anula el remolino provocado por el venturi

vez de hacerlo contra del viento, con lo que también hay menos sustentación y mal rendimiento.

Si el aire forma remolinos en sentido contrario a la rotación de la rueda, aumentarán el caballaje necesario y el ruido. Se tiene cierto incremento en la presión estática, pero mucho menor del que se creería posible con el aumento en el consumo de potencia.

El flujo con remolino previo es más difícil de evaluar que el flujo excéntrico, debido a la diversidad de sus causas probables. El remolino previo puede ocurrir junto con el flujo excéntrico, como en la caja de entrada de la figura 18. O bien, lo puede ocasionar un limpiador tipo ciclón que hace describir círculos a la corriente de aire para eliminar los contaminantes que arrastra. El ciclón de la figura 19 es un ejemplo e incluye un enderezador del flujo tipo "jaula" que elimina la mayor parte del efecto de remolino.

En general, los ventiladores más eficientes, como los inclinados hacia atrás, son los más sensibles al remolino previo, pero éste puede ocasionar una importante reducción en el rendimiento de cualquier tipo de ventilador. La única forma de obtener un rendimiento predecible cuando pueda existir remolino previo, es probar el sistema instalado o un modelo piloto y determinar las correcciones necesarias en la velocidad y en caballaje.

Corrección de condiciones deficientes en la entrada

La entrada ideal a un ventilador no produce remolino ni flujo excéntrico. Si no hay ducto de entrada, el sistema debe tener una entrada suave del tipo venturi o un venturi adicional para anular las pérdidas en la entrada. Si se requiere ducto de entrada, lo mejor es uno largo y recto hacia el ventilador.

Si no se puede utilizar ese ducto por razones de espacio, hay dos opciones: instalar aparatos correctores, como los divisores de flujo tipo jaula (Fig. 9) o aletas de guía (Fig. 20) en el ducto; o aumentar la velocidad y la potencia del ventilador para compensar las pérdidas esperadas. Esto último suele ser más fácil de lograr y puede ser necesario, además de los aparatos correctores, en casos extremos cuando éstos agregan una resistencia importante.

Si se aumenta la velocidad del ventilador, la presión estática aumentará en proporción al cuadrado de ella, y el caballaje al freno lo hará, en proporción al cubo de ese aumento. Ese desperdicio de potencia indica que, primero, hay que eliminar las deficiencias relacionadas con el sistema.

Cuando hay un problema y el rendimiento se debe corregir en la instalación, puede ser posible cambiar la velocidad sin emplear ventilador y motor nuevos. Por ejemplo, supóngase que la caja de entrada de la figura 20 produce una pérdida inesperada de 10% en el sistema. Si el ventilador se impulsa con bandas V, puede haber suficiente reserva para lograr el aumento requerido de un 10% en la velocidad y de un 33 % en la potencia. Por otra parte, si el ventilador tiene acoplamiento directo con un motor de velocidad fija, las soluciones son más limitadas y casi siempre más costosas.

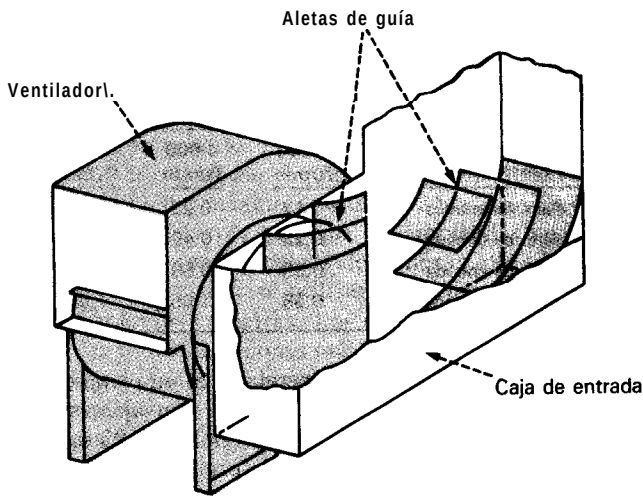


Fig. 20 Las aletas de guía hacen que el flujo pase con suavidad en la caja de entrada

Los efectos inesperados del sistema pueden hacer que el funcionamiento del ventilador sea inestable. Si el ventilador y el sistema tienen la concordancia correcta, el punto de operación debe estar dentro de los límites (rango) estables (Fig. 2). Pero una pérdida en el sistema puede desplazar el punto de operación hacia la izquierda, a la zona inestable. Si ocurre, hay que alterar el sistema para producir más flujo en el ventilador sin aumentar la resistencia, por ejemplo, con la instalación de ductos más grandes, de modo que el punto de operación vuelva a los límites estables. La opción es reemplazar el ventilador por otro que tenga estabilidad inherente o sea más pequeño.

Se debe recordar que una pérdida por efecto del sistema no se puede observar en pruebas de éste; la pérdida ocurre dentro del ventilador; pero se debe tener en cuenta en la selección y dimensionamiento,

Ductos de descarga

El aire descargado de un ventilador tiene un perfil de velocidad que no es uniforme (Fig. 21), en vez de ser uniforme. Esto se debe a que la aceleración centrífuga en el ventilador fuerza al aire hacia el exterior del cara-

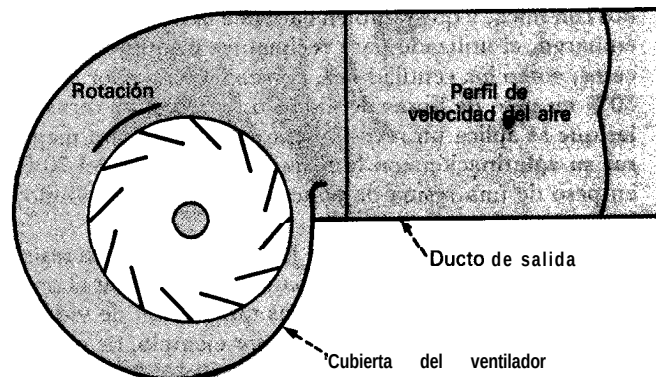


Fig. 21 La descarga del ventilador centrífugo tiene perfil de velocidad que no es uniforme

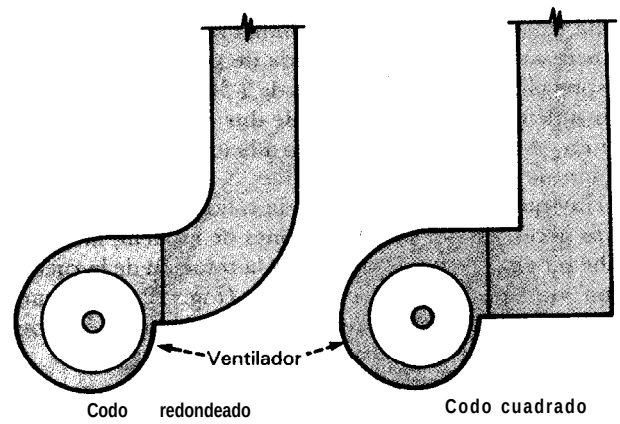


Fig. 22 Hay que evitar los codos colocados contra la rotación de la rueda del ventilador

col o voluta. Dado que la presión de velocidad (energía cinética) es proporcional al cuadrado de la velocidad, es mayor en la salida del ventilador que corriente abajo, en donde ya se uniformó la velocidad. Dado que la presión total es más 0 menos constante, la presión estática no se produce por completo hasta llegar a cierto punto corriente abajo.

Por lo general, se requiere una longitud de ducto de 2.5 a 6 diámetros en la salida para que el ventilador produzca su presión nominal total. Si no hay ducto de salida, ocurrirá una pérdida de presión estática igual a la mitad de la presión de velocidad en la salida. Esto se debe considerar como parte de la resistencia del sistema, al especificar el rendimiento del ventilador.

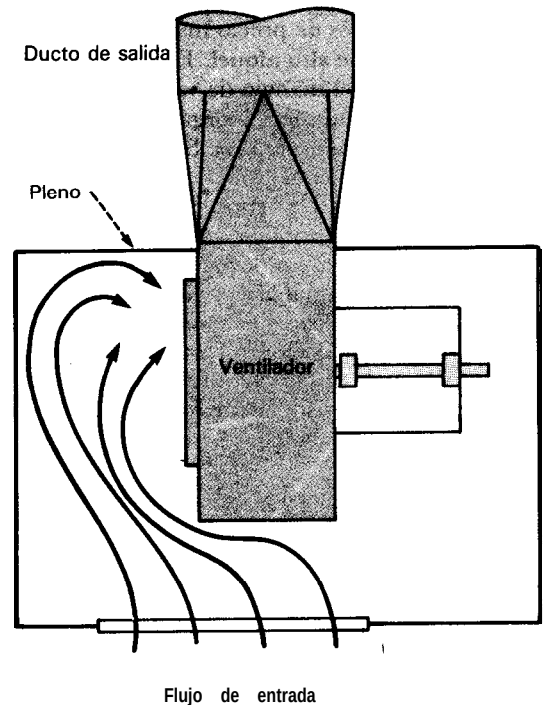


Fig. 23 La obstrucción en la entrada del ventilador altera el rendimiento

La velocidad de salida determina la longitud del ducto necesaria para que la pérdida de presión estática sea despreciable. Para velocidades de 2 500 ft/min o menos, son suficientes 2.5 diámetros de ducto. A más de 2 500 ft/min, se requiere un diámetro adicional por cada 1 000 ft/min de aumento.

Hay que evitar los codos en la salida y en la entrada. Si se necesitan por las limitaciones de espacio, la vuelta debe ser en el mismo sentido que la rotación de la rueda. Una vuelta en sentido contrario, (Fig. 22) provocará pérdida de presión estática, y la severidad de ésta depende de la distancia entre la salida y la vuelta.

Obstrucciones en la entrada y en la salida

Las obstrucciones que aumentan las pérdidas en el sistema pueden ser tan notorias como un sombrero cónico en la chimenea, que puede producir una pérdida igual a la presión de velocidad. O pueden ser menos notorias, como una transmisión con banda montada directamente frente a la entrada, como ocurre en el ventilador de doble anchura y doble entrada de la figura 12.

Tabla II Pérdida de presión por efecto del sistema con obstrucciones en la entrada

Distancia desde la entrada hasta la obstrucción	Pérdida de presión, in manométricas de agua		
	3 000 ft/min	4 000 ft/min	5 000 ft/min
3/4 del diám. de entrada	0.12	0.22	0.34
1/2 del diám. de entrada	0.23	0.40	0.62
1/3 del diám. de entrada	0.38	0.68	1.07
1/4 del diám. de entrada	0.58	1.05	1.55

Cuando el ventilador está instalado en un pleno o hay una obstrucción cercana, tienen que considerarse los efectos sobre el flujo de entrada. En la figura 23 se ilustra la forma en que el pleno puede producir un flujo no uniforme, que se refleja en pérdidas en el sistema.

En la tabla II se presentan las pérdidas típicas por efecto del sistema a causa de las obstrucciones en la entrada. Las pérdidas aumentan con la velocidad y disminuyen con la distancia entre el ventilador y la obstrucción. Al igual que las otras pérdidas por efecto del sistema, se deben sumar a la resistencia en éste al especificar o dimensionar el ventilador.

Ventiladores de plástico reforzado con fibra de vidrio

El plástico reforzado con fibra de vidrio (PRF, sigla en inglés FRP), conocido también como plástico reforzado con vidrio (PRV, sigla en inglés, GRP), únicamente como plástico reforzado y resina termoendurecible reforzada, hecho con resinas de poliéster o de éster de vinilo de grado químico, resiste la corrosión igual o mejor que los materiales de precio más alto, como el titanio o las aleaciones de alto níquel. En general, el PRF se utiliza mucho para el manejo de vapores de ácidos y de muchos productos químicos inorgánicos y orgánicos, pero no para disolventes orgánicos. Su límite de temperatura es de 250°F o menor.

Cuando se utiliza el PRF para un sistema de manejo de aire, es lógico que el ventilador debe ser también del mismo material. Por ejemplo, los ácidos utilizados para la limpieza de acero inoxidable son de necesidad los que pueden atacarlo. En un sistema de este tipo, los tanques de ácido, las campanas de control de vapores, los ductos, los lavadores de aire y los ventiladores se suelen hacer con PRF, porque resiste la corrosión por el ácido y cuesta menos que las aleaciones metálicas de resistencia comparable.

Las aplicaciones potenciales del PRF incluyen cualquier proceso en el cual hay que atrapar, mover, limpiar o descargar vapores corrosivos. En la actualidad, la aplicación más frecuente de los ventiladores de PRF es en sistemas de lavado de vapores; el propio lavador puede ser de ese material o de alguna aleación especial, pero se suele preferir el PRF. En los procesos de galvanización, grabación al aguafuerte y limpieza en ácido se emplean muchas veces campanas y ductos de PRF y también, en un número cada vez mayor, ventiladores de

PRF en esos sistemas. Las plantas de tratamiento de aguas negras y los sistemas de extracción de laboratorios son otras aplicaciones potenciales.

En general los ventiladores de FRP pueden ser una opción económica en comparación con los de acero inoxidable u otras aleaciones, en donde hay corrosión y la temperatura es menor de 250°F. Incluso un ventilador de este tipo puede dar mejor rendimiento que los de aleaciones especiales en el manejo de corrientes de aire particularmente corrosivas para los metales.

Composición del PRF

La denominación de PRF se aplica a una gran cantidad de plásticos reforzados con fibra de vidrio, por ejemplo, gabinetes para máquinas de oficina, que podrían ser de plásticos no resistentes a la corrosión, reforzados con mica, y que también llaman a la ligera PRF. Sin embargo, el utilizado para recipientes y equipo de procesos, como los ventiladores, consta de alrededor de un 30% en peso de fibras de vidrio o, a veces, de otras, a las que se aplica un revestimiento o apresto para mejorar su aglutinación con la resina, y alrededor del 70% en peso de una resina de poliéster o de éster de vinilo, resistente a la corrosión.

Las fibras dan la resistencia física, y la resina, la resistencia a la corrosión y rigidez para poder trabajar el producto. A veces, se utilizan fibras que no son de vidrio, para dar propiedades especiales, por ejemplo, de grafito para tener mayor resistencia a la tracción, y de aramida, como el Kevlar, para impartir tenacidad. Pero el PRF utilizado en equipo para proceso por lo común tiene fi-

bras de vidrio porque son más económicas y fáciles de trabajar; las fibras de grafito, por ejemplo, son más difíciles de manejar y no se aglutinan tan bien como el vidrio.

La resistencia del PRF a la corrosión depende de la resina. Las resinas para equipo de procesos tienen fórmulas para obtener máxima resistencia a la corrosión y cuestan dos o tres veces más que las empleadas para otros productos, como los cascos de poliéster para lanchas.

En un ventilador se utilizan diferentes resinas en la rueda y en las cubiertas. Los ésteres de vinilo son más dúctiles y forman uniones más fuertes; por ello, es el que se emplea casi siempre para las ruedas, que deben soportar esfuerzos dinámicos. Las cubiertas, por otra parte, se suelen hacer a base de poliéster.

Construcción de los ventiladores de PRF

La fabricación de piezas con PRF es similar a la colada de metales. Se utiliza un modelo para hacer un molde para la pieza. En un ventilador las superficies para el paso del aire en la cubierta deben ser lisas, para minimizar la resistencia y evitar la acumulación de partículas arrastradas por el aire. Por ello, se requieren moldes macho, en vez de moldes hembra, como en la fundición. La superficie exterior lisa del molde configura la superficie interna de la cubierta.

Las piezas hechas con moldes machos deben ser desmontables; por tanto, las cubiertas se hacen en dos mitades con bridas pareadas. En los ventiladores más grandes (Fig. 24) las dos mitades se pegan en forma permanente, por medio de un llenador de PRF entre las bridas, con una laminación colocada sobre la unión en

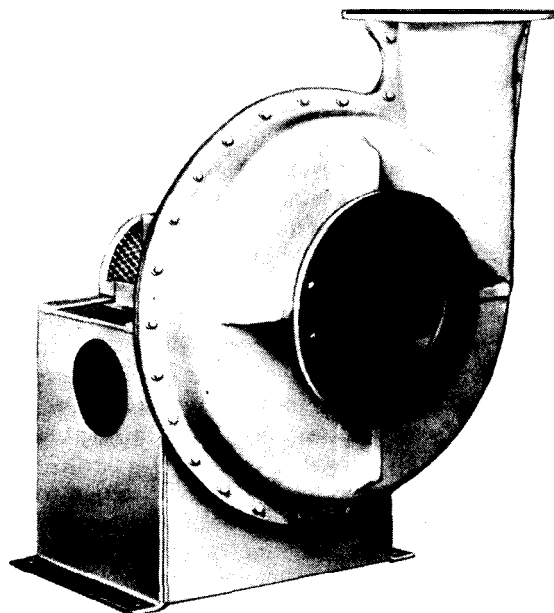


Fig. 25 En los ventiladores de PRF más pequeños las mitades de la cubierta están atornilladas

el interior de la cubierta se obtiene una superficie lisa. Las bridas forman un lomo que refuerza la cubierta. El subconjunto de entrada de aire normalmente se atornilla para facilitar el acceso.

Las cubiertas más pequeñas de PRF se moldean por mitades, pero suelen ser atornilladas (Fig. 25). Al desmontar el lado de entrada, se tiene acceso para desmontar o instalar la rueda del ventilador.

También, la construcción de las ruedas grandes es diferente al de las pequeñas. Las pequeñas es común que

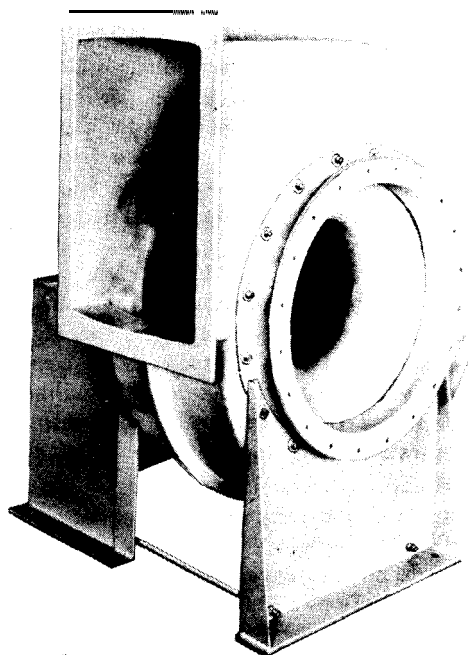


Fig. 24 En los ventiladores de PRF grandes las mitades de la cubierta están unidas en forma permanente

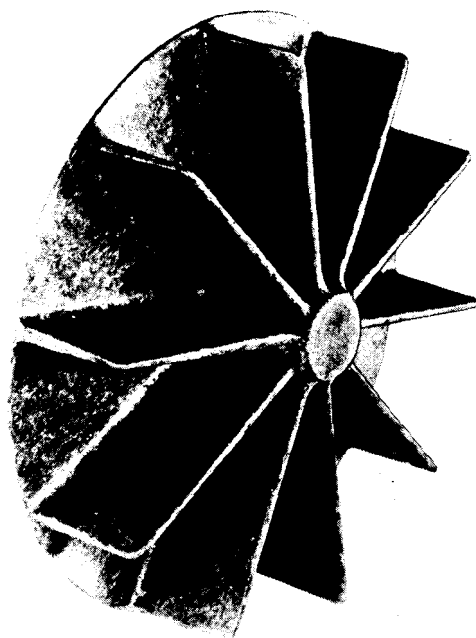


Fig. 26 Las ruedas para los ventiladores de PRF pequeños son de una pieza

hagan mediante el vaciado o formación a presión en moldes por completo cerrados (Fig. 26). Para hacer las ruedas grandes, (Fig. 27) se ensamblan y pegan las piezas moldeadas: aspas de la rueda, placas frontales y posteriores y cubos.

A menudo se incluyen anillos macizos de PRF para balanceo, en los diámetros exteriores de las placas frontales y posteriores. Esto permite al constructor el balanceo de la rueda, y estática, y dinámicamente, mediante el esmerilado de los anillos.

La misma fibra de vidrio tiene resistencia a los productos químicos limitada. La resina de la resistencia a la corrosión, y una superficie de resina pura ofrece máxima resistencia. Por desgracia, la resina pura es débil y quebradiza; si se aplica en una capa muy gruesa, se puede agrietar.

En un ventilador de PRF las superficies que requieren máxima resistencia a la corrosión se revisten con una capa delgada de resina pura, que puede incluir una capa delgada de fibra (llamado velo) para reforzarla. Este velo puede ser de fibra de vidrio; pero para los vapores que atacan el vidrio con intensidad se prefiere uno de poliéster.

Normas para los ventiladores de PRF

Si falla un ventilador en un sistema de control de vapores, se puede detener todo el proceso. La importancia de la confiabilidad dio origen a la norma D 4167 ("Standard Specification for Fiber-Reinforced Plastic Fans and Blowers") de la American Soc. for Testing and Materials (ASTM).

En esta norma se definen las especificaciones mínimas para la construcción de los componentes principales, y algunos de sus detalles son:

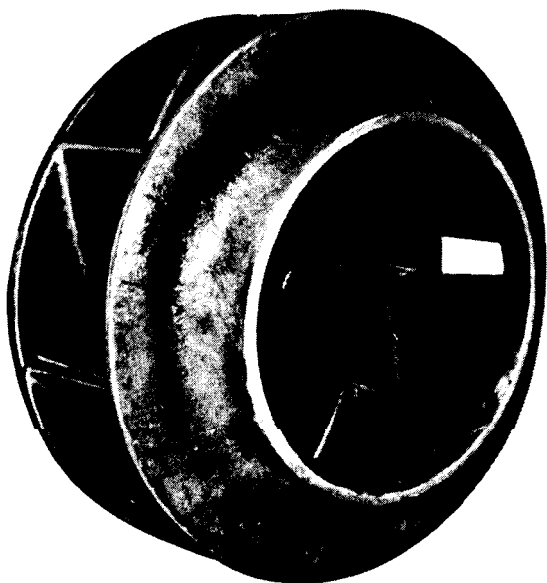


Fig. 27 Las ruedas para los ventiladores de PRF más grandes se ensamblan a partir de piezas moldeadas

La **construcción de la cubierta del ventilador** debe ajustarse a la norma ASTM C 582, aplicable a todo el equipo de procesos de PRF. Se puede utilizar la misma resina en toda la cubierta, salvo acuerdo en contrario del fabricante y el usuario para utilizar resinas diferentes en distintas capas del laminado. Para probar la rigidez estructural de la cubierta (o un prototipo), se hace funcionar el ventilador con la entrada cerrada y la salida abierta. La flexión hacia dentro no debe ser mayor del 0.5% del diámetro de la rueda.

Los **sujetadores, cubos y árboles** deben ser de material resistente a la corrosión o estar encapsulados en uno que lo sea. Es decir, los tornillos deben estar empotrados y cubiertos por completo; los árboles se deben proteger con una camisa de PRF o de aleación, a todo lo largo de la cubierta.

La **velocidad segura de funcionamiento de la rueda** se determina por experiencia o mediante prueba destructiva, en las cuales se hace trabajar la rueda a velocidad creciente hasta que falla y, luego, se reduce esa velocidad de falla en un factor de seguridad. La velocidad segura de funcionamiento depende de la raíz cuadrada del módulo de flexión del material que, a su vez, depende de la temperatura.

Por ejemplo, si una rueda de PRF de ventilador tiene una velocidad segura de funcionamiento de 1 000 rpm a 70°F y su módulo de flexión a 200°F es tan sólo del 88 %, entonces su velocidad segura de funcionamiento a 200°F será el 94% de aquella a 70°F, o sean 940 rpm. El módulo de flexión del PRF cae con rapidez a más de 250°F, por lo cual los ventiladores de este material rara vez se utilizan a una temperatura más alta.

Resistencia a la producción de chispas. El contacto entre las piezas de PRF, por lo general, no produce chispas. Pero si el ventilador maneja aire seco, se pueden producir cargas electrostáticas en las superficies de la rueda y la cubierta, porque este material es mal conductor. Pero se le puede dar resistencia a la producción de chispas si se incluyen fibras de grafito en esas superficies para hacerlas conductoras y conectan a tierra las capas superficiales de la cubierta (Fig. 28). La norma dispone que la resistividad aceptable no será mayor de 100 megohms entre todos los puntos de las superficies de paso del aire y tierra.

El **balanceo dinámico** se logra al balancear el conjunto de rueda y árbol, como unidad separada, o bien, si se balancea la rueda ya instalada en el ventilador; algunos fabricantes hacen las dos cosas. Para corregir el desbalanceo, se esmerilan los anillos de equilibrio integrados en la rueda con ese fin, o se añaden pesos metálicos, resistentes a la corrosión o encapsulados, en donde se necesiten.

Especificaciones de los ventiladores

Los criterios para selección y especificación descritos se aplican por igual a los ventiladores de PRF y sus sistemas, así como a los metálicos, pero aquellos tienen algunas complejidades especiales.

Una, es la selección de la resina; siempre que sea posible, hay que utilizar la estándar del fabricante. Esto

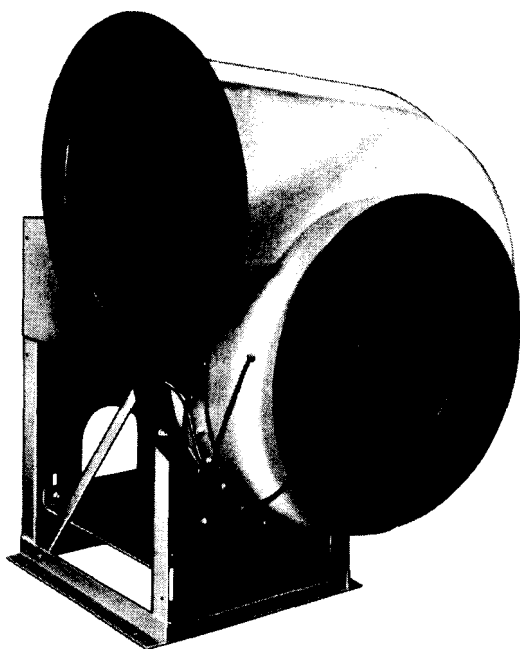


Fig. 29 La cubierta conductora y los cinchos de tierra hacen que el ventilador de PRF sea resistente a la formación de chispas

mantiene bajos los costos y reduce las demoras en la entrega, porque el fabricante puede emplear piezas estándar. Si una resina estándar para la rueda no es aceptable para un servicio particular, es más lógico encapsular la rueda con una resina adecuada, que construir una rueda especial; no todas las resinas pueden ser adecuadas para las ruedas, y habrá que partir de la nada para establecer la velocidad segura de funcionamiento.

En los ventiladores para manejar vapores combustibles o que puedan quedar expuestos al fuego, puede ser deseable una cubierta retardadora del fuego; para ello, se puede agregar trióxido de antimonio a la resina. La Norma ASTM no permite el empleo de esos aditivos en las resinas para las ruedas porque disminuyen la traslucidez del PRF y obstruyen la inspección visual para ver si hay defectos en la rueda.

Un ventilador de PRF que maneje vapores combustibles tampoco debe producir chispas. Ya se describió lo que puede hacerse para que un ventilador conduzca la electricidad estática a tierra. El usuario completa la instalación al conectar la base a tierra.

Los ventiladores en servicio corrosivo requieren disposiciones de la transformación en las que los cojinetes y el motor estén fuera y separados de la corriente de gas. En la figura 11 se ilustran siete disposiciones comunes. De ellas, la 1, 8, 9 y 10 son aceptables en servicio corrosivo. En la figura 29 se ilustra un ventilador de PRF con la disposición número 1. La disposición 4, que tiene el árbol en la corriente del gas, y las 3 y 7, en que los cojinetes están en esa corriente, no son aceptables. Cual-

quiera que sea la disposición, los cojinetes deben estar visibles y accesibles.

Las filtraciones por el agujero del árbol suelen ser hacia el interior cuando el ventilador está en marcha. Cuando las cubiertas están a presión o hay otra posibilidad de que escapen los vapores, se recomienda utilizar un sello en el árbol. Los sellos con pestaña lubricada o los prensaestopas suelen estar disponibles como accesorios.

Las conexiones para los ductos no siempre reciben la atención que merecen. Muchas veces los ventiladores pequeños de PRF se sujetan en los ductos con tornillos grandes y costosos, porque quien hace la especificación está acostumbrado a las conexiones para tubos a alta presión. Los ductos de PRF no necesitan bridas de tornillo para 150 psi, pues existe la especificación PS-15-69 de la National Bureau of Standards al respecto.

Los ductos se pueden fijar a los ventiladores con una brida, una junta deslizable (camisa flexible) o una unión a tope. Las conexiones de salida suelen ser con brida; los fabricantes normalmente ofrecen piezas de transición o adaptadores para poder acoplar una salida redonda con un ducto rectangular. Las conexiones de entrada son con brida o de junta deslizable. Las conexiones deslizables evitan la transmisión de vibraciones del ventilador al ducto, pero requieren cuidado porque la succión en la entrada puede mover la camisa hacia la entrada y producir una obstrucción. Hay que seleccionar con cuidado las uniones a tope porque son permanentes e impiden el acceso al interior del ventilador.

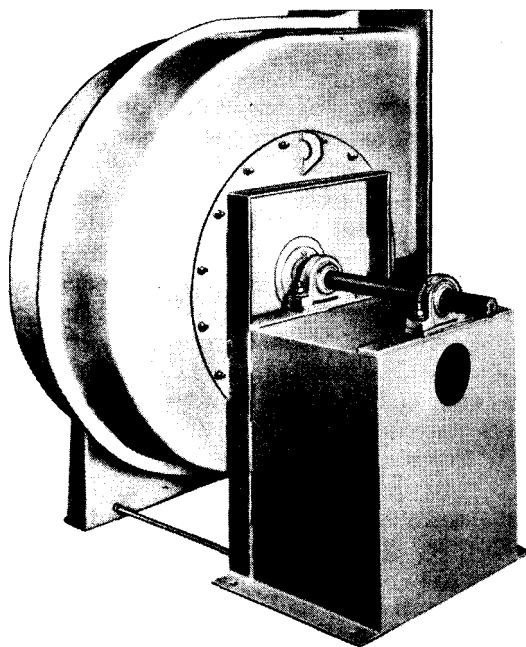


Fig. 29 Los cojinetes deben estar visibles y accesibles cuando se manejan vapores corrosivos

Los autores



los datos de la investigación de mercados.

John E. Thompson es Senior Product Manager de The New York Blower Co., 7660 Quincy St., Willowbrook, IL 60521. Su primer trabajo fue en la planta donde laboró en ingeniería, investigación y servicio a clientes antes de ser transferido a mercadeo. Sus obligaciones recientes han incluido la dirección del grupo de apoyo de mercadeo y servicio, redacción y publicación de gran parte de la literatura técnica de la empresa y ayuda a los diseñadores de productos en la aplicación de



C. **Jack Trickler** es vicepresidente de Corporate Development de The New York Blower Co., 171 Factory St., LaPorte, IN 46350. Anteriormente fue el ingeniero jefe y luego gerente general de manufactura. Tiene título de ingeniero mecánico por el Illinois Institute of Technology y es ingeniero registrado en Illinois e Indiana. Fue presidente del comité de AMCA que estableció el código para pruebas de ruido y del comité de ASTM que redactó la norma para los ventiladores de PRF.

Establecimiento de la curva de rendimiento de un ventilador centrífugo

Se establece un grupo compacto de ecuaciones, a partir de los análisis de la cantidad de movimiento y termodinámicos, fácilmente adaptable para programación en computadora, con el fin de describir las características de los ventiladores.

David K Eads, Rohm and Haas Delaware Valley, Inc.

A menudo surge la necesidad de determinar la curva de rendimiento de un ventilador centrífugo instalado que funciona a velocidad constante. Cuando la densidad del gas y las revoluciones por minuto difieren mucho de aquellos en las que se basan las tablas de capacidades nominales múltiples preparadas por los fabricantes, el establecimiento de esa curva puede ser muy complicado.

Por supuesto, se pueden aplicar las leyes clásicas de los ventiladores en conjunción con: 1) las tablas para capacidades nominales múltiples que cubren los límites correctos de condiciones o 2) las curvas de porcentaje si se dispone de la información auxiliar de requisito acerca de las condiciones de referencia correspondientes. Sin embargo, pueden surgir serios problemas de exactitud con ambos procedimientos, en especial si el ingeniero no está familiarizado con ellos. Además, es una labor compleja y difícil convertir esos datos y leyes en un modelo de computadora para un proceso.

En este artículo se expondrá una serie compacta de relaciones, basadas en el comportamiento fundamental del ventilador, para establecer las curvas de rendimiento. Consta de dos partes básicas: aplicación de la ley de conservación de la cantidad de movimiento, para relacionar la energía de entrada del árbol con la configuración, velocidad, propiedades del fluido y condiciones de operación, y la aplicación de las leyes de la termodinámica para relacionar las pérdidas de energía con las condiciones de operación.

Las consideraciones respecto a la cantidad de movimiento conducen a una variación en la ecuación básica para diseño de ventiladores, que incluye el ángulo efectivo de descarga, β . Las consideraciones termodinámicas llevan a la expresión usual de la eficiencia mecánica

total, η_T o a su equivalente, el coeficiente de pérdida $\phi = 1 - \eta_T$. Con la aplicación del Teorema Pi de Buckingham, se correlacionan el ángulo de descarga y el coeficiente de pérdida con una función de la razón de la energía cinética a la energía de presión.

Este conjunto compacto de dos ecuaciones con dos funciones empíricas (que se pueden expresar en forma gráfica o por medio de ajustes empíricos de curvas) sirven para describir el comportamiento de un ventilador particular y, cuando se mantiene la semejanza geométrica completa, sirve para todos los ventiladores de la serie. Una vez establecidas las curvas, no se necesita más información auxiliar, que no sea el tipo y dimensiones del ventilador, para utilizarlas.

Con el empleo de las correlaciones, se escribió un programa sencillo para computadora que coincidió con tablas seleccionadas de ventiladores en más de 1% en todo el intervalo (rango) cubierto por las tablas. Luego se escribió un programa algo más complejo para generar curvas de rendimiento para rpm constantes.

Consideraciones respecto a la cantidad de movimiento

En la figura 1 se presenta una rueda de ventilador hipotética con diámetro D y anchura W de puntas con aro de refuerzo, que gira a una velocidad angular ω . Aunque las características de las aletas de guía son de vital interés para el diseñador, en el problema inmediato la preocupación es el ángulo medio β con el cual sale el gas de la rueda y que se mide a partir de una tangente a la periferia en el punto de salida.

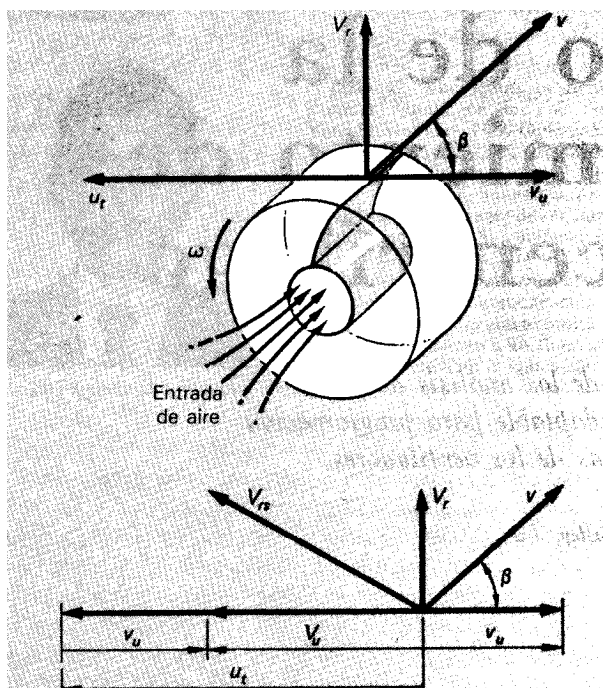


Fig. 1 Análisis vectorial de una pasada en una rueda de ventilador

Si se supone que el caudal (gasto) total de masa, m , se distribuye con uniformidad en la periferia de la rueda, entonces el momento de torsión τ que se debe aplicar a la rueda se puede obtener con la aplicación del principio de conservación de la cantidad de movimiento, es decir

$$\tau = \Delta(mV_u r)/g_c \quad (1)$$

en donde V_u es la componente de la velocidad tangencial absoluta y r es el radio de la rueda.

En los ventiladores centrífugos con entrada axial y en las condiciones usuales para prueba, la aportación de la entrada es despreciable o cero y se puede escribir la ecuación como

$$\tau = mV_u r/g_c \quad (2)$$

La potencia requerida es el producto de la velocidad angular y el momento de torsión. Al expresar la entrada de potencia como entrada de energía por unidad de masa, entonces:

$$W_{ra} = p/m = \tau\omega/m = 2\pi N r V_u/g_c = pV/F \quad (3)$$

Si se tiene en cuenta que $2\pi N r$ es la velocidad u , en las puntas, se tendría

$$W_{ra} = u_t V_u/g_c \quad (4)$$

Con base en la figura 1, el análisis vectorial produce:

$$V_u = u_t - v_u = u_t - V_r \cot \beta \quad (5)$$

Notación

A	área de la salida de la cubierta del ventilador, ft ²
C_1, C_2, C_3	Constantes
D	Diámetro de la rueda del ventilador, in
ΔE	Definida como $(FN/W)/g_c$, ft-lb/lb _m
ΔE_c	Ganancia de energía cinética por unidad de masa del gas, ft-lb/lb _m
ΔE_p	Definida como $(\pi DN)^2/g_c$, ft-lb/lb _m
ΔE_r	Ganancia de energía de presión por masa unitaria de gas, ft-lb/lb _m
ΔE_t	Ganancia total de energía por unidad de masa de gas, ft-lb/lb _m
δE	Energía de entrada por unidad de masa de gas que se convierte en energía térmica, ft-lb/lb _m
F	Caudal (gasto) volumétrico, ft ³ /min.
f_1, f_2	Funciones
g_c	Constante dimensional de la ley de Newton
$L_1, L_2, \dots, L_i$	Dimensiones lineales del ventilador y la cubierta, in
m	Caudal (gasto) total de masa, lb/min
N	Velocidad de rotación del ventilador, rpm
N_s	Velocidad específica del ventilador, rpm
ΔP	Ganancia de presión estática, in de agua
P	Potencia de entrada en el árbol, hp
Q	Véase el valor asignado en la figura 4
R	Véase el valor asignado en la figura 4
r	Radio de la rueda del ventilador, in
u	Velocidad en la punta de la rueda del ventilador, ft/min
V	Volumen específico del gas, ft ³ /lb _m
V_s	Volumen específico del gas en las condiciones de referencia, ft ³ /lb _m
V_r	Componente de la velocidad radial, ft/min
V_u	Velocidad resultante, ft/min
V_u'	Componente de la velocidad tangencial absoluta, ft/min
v	Velocidad resultante relativa a la rueda del ventilador en movimiento, ft/min
v_u	Velocidad tangencial relativa a la rueda del ventilador en movimiento, ft/min
W	Anchura de la punta del ventilador, in.
W_{ra}	Potencia de entrada al árbol, ft-lb/lb _m

Letras griegas

β	Ángulo medio al cual sale el gas de la rueda del ventilador
γ	Variable normalizada, definida como $\Delta E_c/(\Delta E_c + \Delta E_p)$
ξ_1, ξ_2, ξ_3	Razones adimensionales
η	Eficiencia mecánica total del ventilador
τ	Momento de torsión, ft-lb
ϕ	Pérdida fraccionaria de energía, definida como $1 - \eta$
ϕ'	Coefficiente de flujo del ventilador
ψ	Coefficiente de presión
ω	Velocidad angular, radianes/min

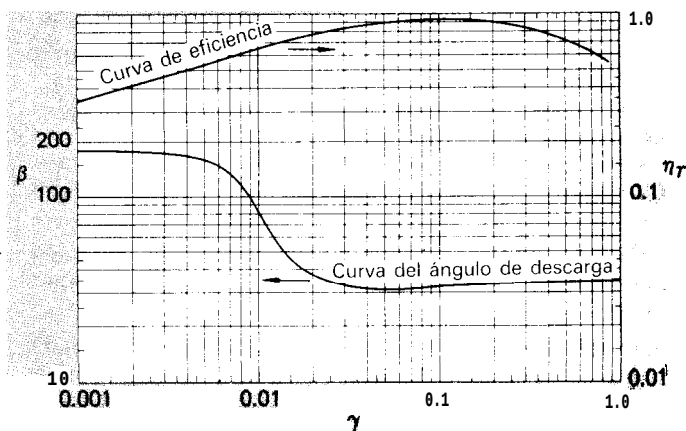


Fig. 2 Curvas de correlación de un ventilador particular con aspas de curvatura hacia atrás con aro de refuerzo

y por tanto,

$$W_{ra} = (u_t^2 - u_t V_r \cot \beta) / g_c \quad (6)$$

El valor de V_r se obtiene con un simple balance de materiales como:

$$V_r = F / \pi D W \quad (7)$$

y la expresión para W_{ra} se puede escribir como:

$$W_{ra} = \Delta E_o - \Delta E_b \cot \beta \quad (8)$$

en donde:

$$\Delta E_o = (\pi D N)^2 / g_c \quad (9)$$

$$\Delta E_b = (F N / W) / g_c \quad (10)$$

Las variables W_{ra} , ΔE_o y ΔE_b son todas en términos de energía por unidad de masa de fluido que pasa por el rotor. Dato que $\cot \beta$ es de cero cuando β es de 90° , se apreciará que ΔE es la entrada hipotética de energía en el árbol por unidad de masa de fluido, cuando todo el fluido sale de la rueda con una componente de la velocidad tangencial absoluta igual a la velocidad en las puntas.

En la práctica no se logra guiar con perfección dentro del ventilador y no hay una forma sencilla de conocer, en forma previa, cómo varía β según las condiciones de operación. Sin embargo, es evidente que si se cuenta con datos de experimentos, se pueden calcular con facilidad los valores efectivos de β . Por tanto, con unas cuantas manipulaciones algebraicas se encuentra que:

$$\beta = \arctan (F N / W) / (\Delta E_o - W_{ra}) \quad (11)$$

Por tanto, se resuelve el primer problema al relacionar β con las condiciones de operación del ventilador.

Consideraciones termodinámicas

Si se comienza con un balance general de energía de un ventilador, en los supuestos de que el fluido es in-

compresible y de que no hay cambio apreciable en la elevación, se muestra con facilidad que:

$$\Delta E_t = \Delta E_k + \Delta E_p = W_{ra} - \delta E. \quad (12)$$

en donde W_{ra} es la entrada de potencia en el árbol, δE es la energía de entrada degradada a energía térmica, según lo exige la segunda ley de la termodinámica y

$$\text{Ganancia de energía de presión} = \Delta E_p = V \Delta P \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \text{Ganancia de energía cinética} &= \Delta E_k = \frac{1}{2} u^2 / g_c \\ &= (F/A)^2 / 2 g_c \end{aligned} \quad (14)$$

Este resultado es independiente de si se transfiere o no cualquier energía térmica al fluido cuando se mueve en el ventilador. La ecuación corresponde exactamente a lo que a veces se llama balance de energía mecánica con fricción, que a menudo se presenta como si fuera intuitivamente evidente.

La pérdida de energía, según la segunda ley, se puede identificar con las pérdidas de entrada en el árbol, y es conveniente definir un nuevo término, ϕ :

$$\phi = \delta E / W_{ra} \quad (15)$$

como la fracción de la entrada de energía en el árbol que se convierte en energía térmica debido a las pérdidas por fricción. Ahora, el balance de energía se vuelve:

$$\Delta E_t = W_{ra} (1 - \phi) \quad (16)$$

Si se tiene en cuenta que:

$$\eta_t = 1 - \phi = E_t / W_{ra} \quad (17)$$

es evidente que $(1 - \phi)$ corresponde exactamente a la definición usual de η_t que se llama eficiencia total o eficiencia mecánica total del ventilador.

Esta relación, basada en los principios de la termodinámica, es rigurosamente válida hasta el grado en el cual sean válidas las suposiciones de que no cambió en la elevación y de incompresibilidad; pero, también en este caso no hay forma de hacer una predicción anticipada de ϕ . No obstante, si se tienen datos de experimentos, se pueden calcular los valores de ϕ .

Correlación para β

Un enfoque para tener una correlación del ángulo efectivo de descarga es considerar el problema como uno de análisis dimensional. Las variables que intervienen en un análisis de cantidad de movimiento se presenta en la tabla 1. Después, la aplicación del Teorema Pi de Buckingham lleva a un conjunto completo de grupos adimensionales que permiten describir un estado del sistema; un conjunto permisible es:

$$\left(\frac{P V / F}{V A P}, \frac{(F/A)^2 / g_c}{V A P}, \frac{(F N / W) g_c}{V \Delta P}, \frac{(D N)^2 / g_c}{V A P}, \frac{A}{D^2}, \frac{L_1}{D}, \frac{L_2}{D}, \dots, \frac{L_i}{D} \right)$$

Tabla 1 Variables que intervienen en un análisis de la cantidad de movimiento de un ventilador

Variable	Dimensiones *	Comentarios
P	LF/θ	Potencia de entrada
V	L^3/M	Volumen específico
F	L^3/θ	Caudal (gasto) volumétrico
D	L	Diámetro de la rueda
N	$1/\theta$	rpm
W	L	Anchura de las puntas de rueda
ΔP	F/L^2	Ganancia de presión
A	L^2	Área de la salida de la cubierta
g_c	$ML/F\theta^2$	Constante dimensional
L_1	L	Todas las demás dimensiones lineales del ventilador y la cubierta
L_2	L	
L_3	L	
$\vdots$	$\vdots$	
$\vdots$	$\vdots$	
L_i	L	

* $FLM\theta$ = fuerza, longitud, masa, tiempo

La comparación de este conjunto con los términos de energía comentados indica que se puede escribir el conjunto como:

$$0 = f\left(\frac{W_{ra}}{\Delta E_p}, \frac{\Delta E_k}{\Delta E_p}, \frac{\Delta E_b}{\Delta E_p}, \frac{\Delta F_b}{\Delta E_p}, \frac{A}{D^2}, \frac{L_1}{D}, \dots, \frac{L_i}{D}\right) \quad (18)$$

Ahora se ha encontrado que la relación que incluye a β es:

$$W_{ra} - \Delta E_o = \Delta E_b \cot \beta$$

que se puede poner en forma adimensional al dividirla entre ΔE_p de modo que:

$$\frac{W_{ra}}{\Delta E_p} - \frac{\Delta E_o}{\Delta E_p} = \frac{\Delta E_b}{\Delta E_p} \cot \beta \quad (19)$$

con lo cual se forma una relación conocida entre tres de los grupos adimensionales. La comparación con el resultado dimensional de la ecuación (18) sugiere que puede ser permisible escribir:

$$\frac{W_{ra}}{\Delta E_p} - \frac{\Delta E_o}{\Delta E_p} = \frac{\Delta E_b}{\Delta E_p} f\left(\frac{\Delta E_k}{\Delta E_p}, \frac{A}{D^2}, \frac{L_1}{D}, \dots, \frac{L_i}{D}\right) \quad (20)$$

Esta relación, a su vez, sugiere que β se puede correlacionar en forma empírica con alguna función de $(\Delta E_k/\Delta E_p)$ para todos los ventiladores que tengan semejanza geométrica completa.

Para fines de correlación, es deseable utilizar una variable que esté normalizada al intervalo de 0 a 1, de aquí que se defina la variable:

$$\gamma = \frac{\Delta E_k}{\Delta E_k + \Delta E_p} \quad (21)$$

En términos más conocidos en la ingeniería de ventiladores, es evidente que γ = carga de velocidad/carga total y que $1, \gamma = 1 + \text{carga estática/carga de velocidad}$.

Las consideraciones precedentes no garantizan que ϕ sea sólo una función de $\Delta E_p/\Delta E_k$ y de la geometría; pero sí garantizan que si la lista de variables está correcta, β es función de, cuando menos, $\Delta E_p/\Delta E_k$ y de las razones geométricas.

Correlación para el coeficiente de pérdida

Desde un punto de vista termodinámico, no intervienen los detalles del balance de la cantidad de movimiento. Por el análisis dimensional, la lista de variables es igual que antes, excepto que no se incluyen la velocidad ni las dimensiones de la rueda (N, D, W). Con la aplicación del Teorema Pi de Buckingham se obtiene un conjunto completo de variables adimensionales que describen el estado del sistema:

$$\frac{W_{ra}}{\Delta E_p}, \frac{\Delta E_k}{\Delta E_p}, \frac{A}{L_1}, \frac{L_2}{L_1}, \dots, \frac{L_i}{L_1}$$

Al reordenar la ecuación (16) y dividir entre $ALE_{,,}$:

$$\frac{W_{ra}}{\Delta E_p} = \left(1 + \frac{\Delta E_k}{\Delta E_p}\right) / (1 - \phi) \quad (22)$$

Dado que se conoce, por los datos de experimentos, que ϕ tiene grandes variaciones de un conjunto a otro de condiciones, no puede ser cierto que las pérdidas sean sólo función de las características dimensionales. Sin embargo, el conjunto dimensional sugiere que:

$$\frac{W_{ra}}{\Delta E_p} = f\left(\frac{\Delta E_k}{\Delta E_p}, \frac{A}{L_1}, \frac{L_2}{L_1}, \dots, \frac{L_i}{L_1}\right) \quad (23)$$

y, por tanto, que:

$$\eta_T = (1 - \phi) = f\left(\frac{\Delta E_k}{\Delta E_p}, \frac{A}{L_1}, \frac{L_2}{L_1}, \dots, \frac{L_i}{L_1}\right) \quad (24)$$

Entonces puede esperarse que sea factible una correlación empírica de ϕ con $\Delta E_k/\Delta E_p$ o con la razón gama.

Aplicación a datos

Aunque no se dispone de datos reales directos de los ventiladores de manera inmediata, los fabricantes publican tablas de valores nominales múltiples y curvas de porcentajes, que están certificadas por la Air Moving and Conditioning Assn. (AMCA). Además, la aplicabilidad de las leyes de los ventiladores está bien establecida y, por consiguiente, esas tablas y curvas son una valiosa fuente de datos confiables.

Cuando se aplicaron las técnicas sugeridas de correlación a los datos de una tabla de un fabricante de ventiladores, se encontró que las variables β y η eran funciones únicas de γ . También se encontró que los datos representados por las curvas de porcentaje concuerdan con los resultados de las tablas, excepto, por supuesto, que las curvas abarcan todo el intervalo (rango), desde el paro hasta la descarga libre. Por lo tanto, para un ventilador particular se puede escribir que:

$$\beta = f_1(\gamma) \quad (25)$$

$$\phi = 1 - \eta_T = f_2(\gamma) \quad (26)$$

Cuando menos en principio, las funciones f_1 y f_2 deben depender de la configuración o geometría exacta del ventilador y del mecanismo de decremento por turbulencia. La definición de estas funciones es un problema primario en el diseño de ventiladores y no se requiere para la finalidad inmediata de correlacionar los datos de rendimiento de un ventilador particular.

Para explorar los límites de aplicabilidad de la técnica de correlación, se examinaron tablas y curvas para ruedas de ventiladores de curvatura hacia atrás con aro de refuerzo, radiales con aro de refuerzo, de curvatura al frente con aro de refuerzo y radiales sin aro de refuerzo.

En la figura 2 se presentan las curvas de correlación de un ventilador particular con curvatura hacia atrás y aro de refuerzo, que en realidad se compró e instaló en 1980. Se establecieron a partir de un conjunto de curvas de rendimiento suministradas por el fabricante, las cuales abarcan un intervalo (rango) de condiciones de operación mucho más amplio que las que se suelen encontrar en las tablas de ventiladores.

Tal como se esperaba, la eficiencia pasa por un máximo. La configuración de la curva del ángulo de descarga es de particular interés porque aumenta a 180° cuando se va llegando al punto de corte, como se podría suponer de manera intuitiva. Se encontró que ocurría un comportamiento similar con valores de γ mucho más altos en ruedas radiales (de aspas planas) con aro de refuerzo y sin él.

Para la serie de ventiladores con ruedas de curvatura hacia atrás y aro de refuerzo, con diámetros de 25 a 100 in, se encontró que las curvas de correlación para todos ellos eran casi idénticas dentro de los límites de las tablas. Es probable que las diferencias se puedan atribuir a las dificultades para lograr una semejanza geométrica precisa con esas aspas de formas tan complejas.

Para dos ventiladores de una misma serie que tienen aspas con puntas radiales y aro de refuerzo y ruedas de 36 y 104 in de diámetro, las curvas de correlación también fueron casi idénticas. La eficiencia máxima fue con $\gamma = 0.1$, igual que el aumento en el ángulo de descarga.

En un ventilador particular con aspas radiales sin aro de refuerzo hubo un desacuerdo importante entre la tabla y la correspondiente curva de porcentaje del rendimiento. Sin embargo, al igual que para el tipo de este ventilador con aro de refuerzo, el ángulo de descarga empezó a aumentar en forma pronunciada alrededor de $\gamma = 0.1$ y fue aproximadamente de 180° con $\gamma = 0.01$. Estos ventiladores se suelen seleccionar para servicio pesado, y no se puede esperar que sean tan perfectos geométricamente y tan eficientes como los que tienen aro de refuerzo.

Para un par de ventiladores de servicio con curvatura al frente y ruedas de 10.5 y de 36.5 in de diámetro, las limitadas tablas suministradas por el fabricante llevaron a las mismas formas generales de las curvas, pero con niveles muy diferentes. Las eficiencias máximas de ambos fueron con $\gamma = 0.1$, pero la máxima para el ventilador más grande fue de 80% en comparación con 60 %

del más pequeño. En ambos ventiladores los ángulos de descarga fueron constantes, de unos 160° en el grande y de unos 180° en el pequeño. Se podría esperar que, en ventiladores de bajo costo de este tipo, no se hicieran esfuerzos serios por lograr precisión geométrica ni obtener datos exactos de las pruebas.

Relación con los coeficientes de los ventiladores

En las publicaciones relacionadas con ventiladores son de uso común ciertos coeficientes, por ejemplo:

$$\text{Coeficiente de presión: } \psi = 2.35 \times 10^8 \Delta P / N^2 D^2$$

$$\text{Coeficiente de flujo: } \phi' = 175 F / ND^2 W$$

$$\text{Velocidad específica: } N_s = (NF^{1/2} / \Delta P^{3/4}) / (V_o / V)^{3/4}$$

en donde las dimensiones que se utilizarán son: $AP =$ in de agua, $N =$ rpm, $D =$ in, $F =$ ft³/min, $W =$ in, $V =$ ft³/lb_m

Pueden establecerse relaciones entre estos coeficientes y los términos presentados, al formar razones adimensionales de los términos de energía ya descritos. Cuando se efectúa todo el desarrollo algebraico los resultados son:

$$\zeta_1 = (\pi^2 / g_c) (\Delta E_p / \Delta E_k) = C_1 V \psi \quad (27)$$

$$\zeta_2 = \pi^2 g_c \tan \beta (\Delta E_b / \Delta E_o) = C_2 \phi \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \zeta_3 &= (2^{1/4} g_c^{3/4} / \pi) (\Delta E_k \Delta E_o^2 / \Delta E_p^3)^{1/4} \\ &= C_3 (DA^{-1/2} V^{-3/4}) N_s \end{aligned} \quad (29)$$

Resulta interesante agregar una cuarta razón que incluye la energía de entrada en el árbol:

$$\zeta_4 = (\pi^2 / g_c) (W_a / \Delta E_o) = p V / FD^2 N^2 \quad (30)$$

La comparación de las expresiones para ζ_1 , ζ_2 , ζ_3 con los coeficientes que aparecen en las publicaciones, aclarará que tienen relación directa con las razones de energía, como se indica.

Relación con las leyes de los ventiladores

Si F , AP y N son fijos en las condiciones de prueba del ventilador, entonces para uno de características geométricas fijas, todos los términos de unidades de energía, es decir, W_a , ΔE_k , ΔE_p , ΔE_o y ΔE_b también son fijos al igual que las razones de energía que fijan el valor de Ψ , ϕ , N_s y ζ_4 .

Por tanto, si se hace funcionar un ventilador prototipo con algún conjunto fijo de condiciones (F , P , N), es válido el empleo de las expresiones (ζ_1 . ζ_4) para determinar el efecto de las variaciones en las condiciones de funcionamiento, siempre y cuando se satisfagan los requisitos de semejanza dinámica. Por supuesto, las condiciones de semejanza dinámica se aplican a un valor fijo de $(\Delta E_k / \Delta E_o)$ de γ . Es evidente que el conjunto de relaciones ($\zeta_1, \dots, \zeta_4$) constituye un planteamiento posible de las leyes de los ventiladores. Sin embargo, en

Tabla II Resumen de ecuaciones, de correlación

$\Delta W_{\beta} = \Delta E_o - \Delta E_o \cot \beta$ (8)	en donde: $\Delta E_o = (\pi DN)^2 / \rho_a$ (9)
	$\Delta E_b = (FN/AM) / \rho_a$ (10)
	$\Delta W_{\beta} = DV/F$ (3)
$\Delta E_p = W_{\beta} (1 - \phi)$ (16)	$\Delta E_p = \Delta E_k + \Delta E_b$ (12)
	$\Delta E_b = VAP$ (13)
	$\Delta E_k = (F/A)^2 / (2 \rho_a)$ (14)
$\beta = f_1(\gamma)$ (25)	$\gamma = \Delta E_k / \Delta E_p$ (15)
$\phi = (1 - \eta_T) = f_2(\gamma)$ (26)	

NOTA Las funciones f_1 y f_2 se determinan con datos experimentales y se expresan en forma gráfica o con ajuste empírico de curvas. Todos los términos de energía en las ecuaciones (8) y (16) tienen las dimensiones de energía por unidad de masa de fluido movido por el ventilador. Las ecuaciones (25) y (26) sólo incluyen términos adimensionales.

la práctica, el enfoque que se ha descrito reduce el problema a un conjunto mínimo de relaciones compactas que incluyen términos con significado físico importante.

Notas para aplicación

Todas las ecuaciones de correlación presentadas (resumidas en la Tabla II), son dimensionalmente homogéneas, salvo lo indicado en contrario, y se puede emplear cualquier sistema congruente de unidades. Pero, en la práctica, es conveniente utilizar ecuaciones dimensionales para manejar las unidades de medición de uso común, como se indican en la Notación. Con esas unidades, los diversos términos para energía expresados en $(ft \cdot lb / lb_m)$ se expresan por: $W_{\beta} = 33\,000 (\rho V/F)$, $\Delta E_o = (DN)^2 / 1\,689\,726$; $\Delta E_b = (FN/W/9\,650)$, $\Delta E_p = 5.204 VAP$, $\Delta E_k = (F/A)^2 / 231\,624$.

Todos los términos de unidades de energía tienen (en el sistema de medición de ingeniería de FMLO) la dimensión $ft \cdot lb / lb_m$ y se pueden convertir en cargas en in de agua. Para aire a 70° y con densidad de 0.075 lb/ft^3 , si el líquido del manómetro es agua a 70°F y con densidad de 62.3 lb/ft^3 , se encuentra con facilidad que la conversión es:

Carga (in de agua) = unidad de energía $(ft \cdot lb / lb_m) / 69.22$. Además, con una carga y un gasto (caudal) en ft^3/min dados, la potencia (en caballos) se expresa con:

$$\text{Potencia (caballos)} = (\text{caudal}) (\text{carga}) / 6\,356.$$

Entonces, en los términos de uso común entre los ingenieros especialistas en ventiladores para aire estándar y condiciones estándar de prueba (y sólo para estas condiciones):

$$69.22 \times (\text{ganancia de presión estática}) = \Delta E_p$$

$$69.22 \times (\text{ganancia total de presión}) = \Delta E_p + \Delta E_k = \Delta E_t$$

$$6.356 \times (\text{caballaje del aire}) = (\text{ganancia total de presión}) \times (\text{flujo, ft}^3/\text{min})$$

$$\text{eficiencia mecánica} = \frac{\text{caballaje del aire}}{\text{caballaje en el árbol}} = \eta_T$$

$$= 1 - \phi = \frac{\Delta E_t}{W_{\beta}}$$

El término W_{β} se llama a veces carga total de Euler; por tanto,

$$\text{Carga máxima total} = 69.22 \times (\text{carga total de Euler}) \\ \text{teórica} = W_{\beta} = \Delta E_o + \Delta E_b \cot \beta$$

La carga máxima total teórica o carga total de Euler se utiliza a veces como carga máxima de referencia, y para asignarle un valor numérico se debe utilizar un valor para $\cot \beta$. Parece ser que algunos fabricantes utilizan el valor físico de diseño de β para aspas con curvatura hacia atrás.

También es útil mencionar que con aire estándar, la presión de velocidad se obtiene fácilmente de la velocidad de salida mediante la relación: presión de velocidad = $(\text{velocidad de salida, ft/min} / 4\,006)^2$ e, igual que antes:

$$69.22 \times (\text{presión de velocidad}) = \Delta E_k$$

Tabla III Conjuntos típicos de datos para la serie de ventiladores utilizada en el ejemplo

D in	W in	A ft ²	N rpm	Ft ³ /min estándar	ΔP in H ₂ O (estándar)	P hp	γ	β	η_T
98.25	19.65	55.50	104	44 400	0.29	2.53	0.137	33.6	0.802
98.25	19.65	55.50	211	44 400	1.28	15.6	0.022	28.4	0.801
98.25	19.65	55.50	381	122 100	5.00	113.5	0.057	30.3	0.899
98.25	19.65	55.50	660	255 300	12.00	625.0	0.099	32.2	0.857
73.0	14.6	30.6	182	24 512	0.63	2.86	0.060	30.8	0.899
73.0	14.6	30.6	241	24 512	1.28	6.83	0.031	28.1	0.855
73.0	14.6	30.6	541	110 384	2.00	77.82	0.287	34.7	0.627
54.25	10.9	16.9	228	13 536	0.60	1.30	0.074	31.4	0.886
54.25	10.9	16.9	295	13 536	1.28	2.52	0.038	28.7	0.881
54.25	10.9	16.9	1 138	81 216	5.00	160.5	0.137	33.1	0.803
36.5	7.3	7.7	1 583	36 768	6.5	61.7	0.181	33.7	0.745
36.5	7.3	7.7	1 671	36 768	8.6	72.6	0.144	33.2	0.793

Nota: Para todos los puntos, V del aire = $13.33 \text{ ft}^3/\text{lb}$

Por último, cabe mencionar que con una calculadora programable pequeña, las curvas de β y γ y de η_T contra γ se pueden ajustar bien por medio de cuadráticas de la forma:

$$\ln \gamma = a + b(\ln \gamma) + c(\ln \gamma)^2$$

siempre y cuando se utilicen "intervalos" cortos de γ y que γ sea $\beta, 0$ η_T . Por supuesto, si se cuenta con medios de computación más grandes, puedan emplearse polinomios, que cubren límites más amplios de γ . Así, la experiencia indica con amplitud que por lo general se pueden requerir tres polinomios, uno alrededor del punto de máxima eficiencia (pérdida mínima) y uno en cada lado de la máxima.

Estos comentarios se aplican al ajuste de los datos de las tablas de ventiladores con alta precisión. Puede ser que, con datos reales, se pueda lograr una representación adecuada con formas funcionales más sencillas.

Ejemplo

Un fabricante de ventiladores ha publicado tablas de valores nominales múltiples para una serie de ventiladores centrífugos de curvatura hacia atrás con diámetros desde unas 12 hasta más de 100 in. Las tablas cubren una entrada de potencia que va desde menos de 1 hasta más de 600 hp. Para los ventiladores de esta serie, la razón aproximada del diámetro de la rueda y la anchura de salida del aro de refuerzo es de 5.0. La razón de la raíz cuadrada del área de salida al diámetro de la rueda es de 0.91. Se supone que existe una razón constante similar para el área de entrada y que hay similitud geométrica completa en esta serie.

Las primeras siete columnas de la tabla III contienen conjuntos típicos de datos tomados de cuatro de las tablas para esta serie de ventiladores. La reducción de es-

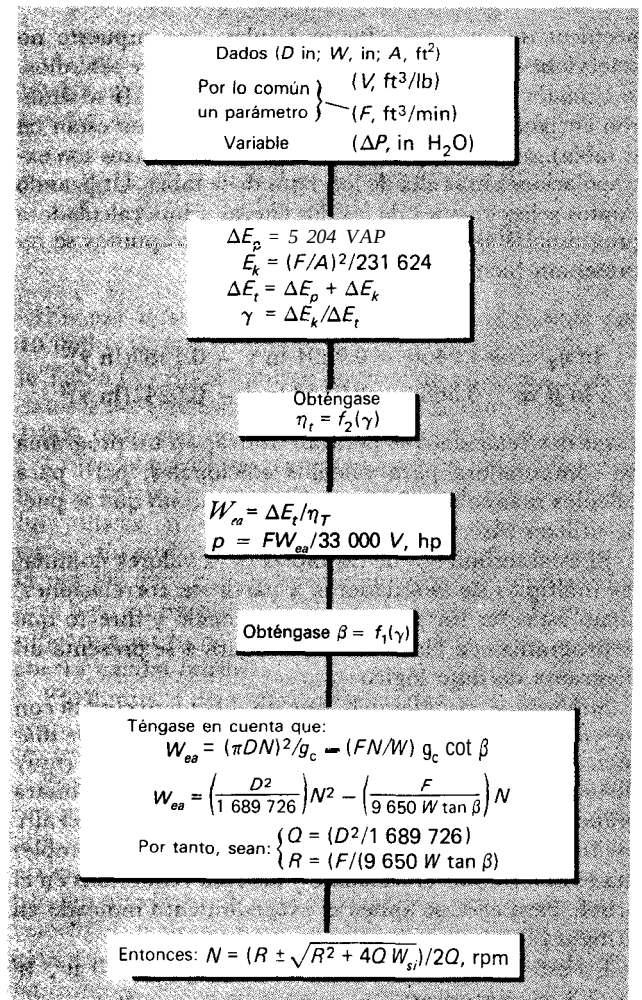


Fig. 4 Diagrama de flujo para un punto en una tabla múltiple de capacidad nominal de un ventilador

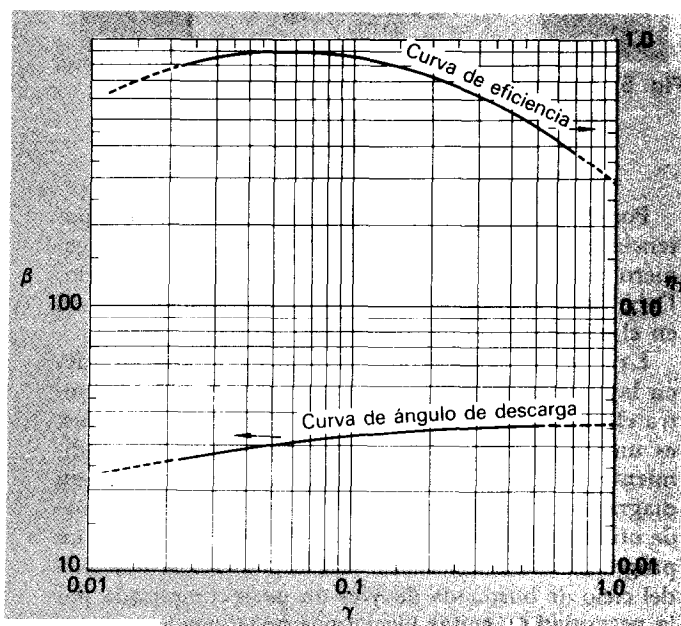


Fig. 3 Curvas de correlación de la eficiencia y el ángulo de descarga para el ejemplo

tos datos es muy sencilla. Por ejemplo, considérese el primer conjunto. Con las ecuaciones ya presentadas:

$$\begin{aligned}
 \Delta E_p &= 5.204(13.33)(0.25) = 17.35 \\
 \Delta E_k &= (44\ 400/55.5)^2/231\ 624 = 2.76 \\
 W_{ea} &= 33\ 000(2.53)(13.33/44\ 400) = 25.07 \\
 \Delta E_o &= (98.25 \times 104)^2/1\ 689.726 = 61.79 \\
 \Delta E_b &= 44\ 400(104/19.65)/9\ 650 = 24.35 \\
 \Delta E_t &= 17.35 + 2.76 = 20.11 \\
 \gamma &= 2.76/20.11 = 0.137 \\
 \eta_T &= 20.11/25.07 = 0.802 \\
 \beta &= \arctan\left(\frac{\Delta E_b}{\Delta E_o - W_{ea}}\right) \\
 &= \arctan\left(\frac{24.35}{61.79 - 25.07}\right) = 33.6
 \end{aligned}$$

En la práctica, no se debe suponer que todos los ventiladores de una serie son iguales; hay que estudiar cada uno por separado. Esto se hizo en la serie del ejemplo, y en realidad hay varios ventiladores más pequeños en ella que no funcionan exactamente igual que los más grandes presentados en la tabla III. Para problemas es-

pecíficos de un ventilador particular, por supuesto no interviene la cuestión de la congruencia entre tamaños.

Cuando los puntos de los datos de la tabla III se situaron en papel log-log (más otros puntos que no están en la tabla), se obtuvo la figura 3. Las líneas a trazos son extrapolaciones más allá de los datos de la tabla. Utilizando puntos seleccionados de las dos curvas y una calculadora programable pequeña, se encontró que los puntos se representan bien con las expresiones:

$$\text{para } 0.02 < \gamma < 0.9$$

$$\ln \eta_T = -1.2450 - 0.7891 \ln \gamma - 0.1368(\ln \gamma)^2$$

$$\ln \beta = 3.5688 - 0.0147 \ln \gamma - 0.0241(\ln \gamma)^2$$

Estas dos relaciones se podrían utilizar en un programa de computadora para cálculos adicionales; pero para cálculos manuales no son necesarias, puesto que se puede utilizar directamente la figura 3.

El establecimiento de las tablas para valores nominales múltiples de ventiladores a partir de correlaciones, como éstas, es un procedimiento sencillo y directo que se programa con facilidad; en la figura 4 se presenta un diagrama de flujo lógico.

Supóngase, por ejemplo, que un ingeniero cuenta con un ventilador de esta serie, con rueda de 36.5 in de diámetro. Se desea extraer aire húmedo y caliente (muy distinto del aire estándar) en forma directa una cámara grande a -3.05 in de agua hacia la atmósfera (V del aire = 16 ft³/lb) a 14 000 ft³/min reales. El primer problema es determinar el caballaje y las rpm requeridas en el árbol. Para ello, se aplica el procedimiento indicado en la figura 4.

En este ventilador, $D = 36.5$ in, $A_2 = 7.70$ ft², $W = 7.3$ in. Entonces:

$$\Delta E_0 = 5\,204(16.0)(3.05) = 254.0$$

$$\Delta E_k = (14\,000/7.70)^2/231\,624 = 14.3$$

$$\Delta E_t = 254.0 + 14.3 = 268.3$$

$$\gamma = 14.3/268.3 = 0.053$$

De acuerdo con la figura 3:

$$\eta_T = 0.90$$

$$\beta = 30.5; \tan \beta = 0.589$$

$$W_{ea} = 268.3/0.90 = 298$$

$$\dot{P} = 14\,000(298)/33\,000(16.0) = 7.90$$

$$Q = 36.5^2/1.689\,726 = 7.88(10^{-4})$$

$$R = 14\,000/9.650(7.30)(0.589) = 0.337$$

$$N = [(0.337 + \sqrt{0.337^2 + 4(7.88)(10^{-4})(298)})/2(7.88)(10^{-4})]$$

$$= 865 \text{ rpm}$$

Tabla IV Puntos de datos de curvas de ventiladores generados con el empleo de valores supuestos de γ

F ft ³ /min reales	ΔP in de agua	γ hp
7 000	2.25	6.72
10 000	3.38	3.87
14 000	5.05	2.00
18 000	7.15	0.98

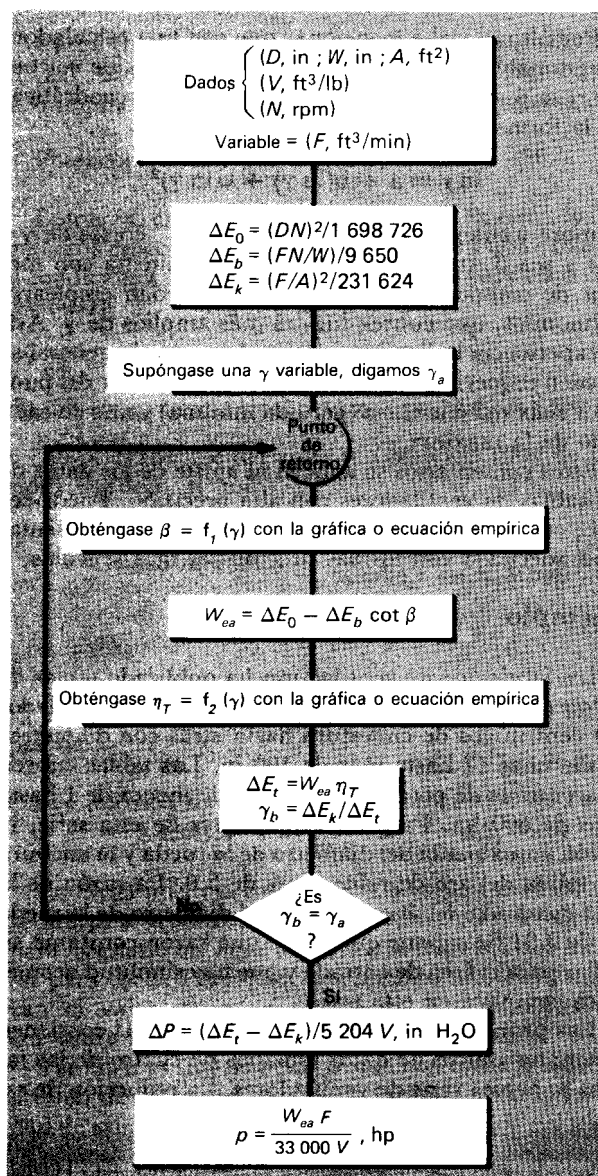


Fig. 5 Diagrama de flujo para un punto de una curva de un ventilador

Por ello, la velocidad requerida es de 865 rpm y la potencia de entrada del árbol de 7.9 hp, con lo que el ingeniero puede seleccionar el sistema motriz adecuado. Debe hacerse notar que este ventilador funcionará casi en el punto exacto de máxima eficiencia.

La determinación de las curvas del ventilador, es decir las gráficas de ΔP y las necesidades de potencia contra el caudal con todas las demás variables constantes, es un tanto complejo porque se requiere un procedimiento de "tanteos". En la figura 5 se presenta un diagrama de flujo lógico para este problema, que se puede utilizar como base para cálculos manuales o para un programa de computadora. (La implantación detallada del ciclo de búsqueda de γ es un poco complicada por la necesidad de evitar logaritmos negativos.)

Suele ser difícil obtener esas tablas o curvas; pero, a menudo, son muy interesantes, y a veces una necesidad

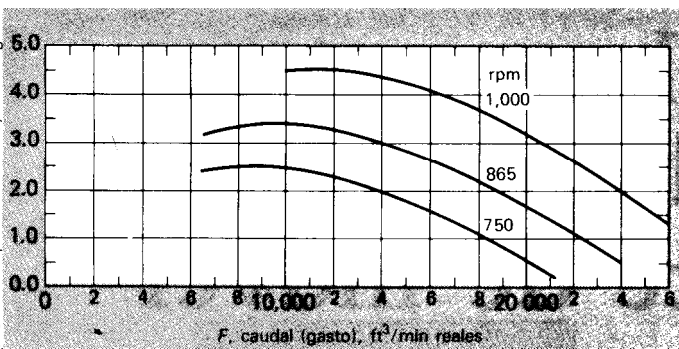


Fig. 6 Curva de ventilador trazada con los puntos datos de la tabla IV

absoluta para el ingeniero de diseño o de operación cuando se trata de una instalación propuesta o existente. Ocurre en particular cuando el ingeniero tiene que determinar lo que se espera cuando las condiciones reales se desplazan del punto de funcionamiento normal.

Para ilustrar esa aplicación, considérese la extensión lógica del problema de este ejemplo. Habiendo seleccionado una velocidad de operación y el correspondiente caballaje de entrada requerido en el árbol, ahora hay que determinar lo que podría ocurrir con las necesidades de caudal y las necesidades entrada de caballaje si hubiera un desplazamiento en los requisitos del proceso.

Como es natural, se necesita al menos una parte de una curva del ventilador, por lo cual se procede a establecer puntos en ambos lados del punto inicial de funcionamiento. De acuerdo con la figura 5, supóngase primero un caudal de 7 000 ft³/min reales.

$$\Delta E_o = (36.5 \times 865)^2 / 1\,689,726 = 589.9$$

$$\Delta E_b = 7\,000(865/7.3)/9\,650 = 85.95$$

$$\Delta E_k = (7\,000/7.70)^2 / 231\,624 = 3.568$$

Supóngase un valor experimental de $\gamma_a = 0.015$ y, luego, con la figura 3:

$$\eta_T = 0.70$$

$$\beta = 25.0 \text{ y } \tan \beta = 0.466$$

$$\Delta E_b \cot \beta = 85.95/0.466 = 184.3$$

$$W_{ra} = 589.9 - 184.3 = 405.6$$

$$\Delta E_t = 405.6(0.70) = 283.9$$

$$\gamma_B = 3.568/283.9 = 0.0126$$

Supóngase ahora que $\gamma_A = 0.014$; entonces.

$$\eta_T = 0.68$$

$$\beta = 24.5$$

$$\tan \beta = 0.456$$

$$\Delta E_b \cot \beta = 85.95/0.456 = 188.6$$

$$W_{ra} = 589.9 - 188.6 = 401.3$$

$$E_t = 401.3(0.68) = 272.9$$

$$\gamma_B = 3.57/272.9 = 0.0131$$

A partir de una gráfica de γ calculada contra γ supuesta, el siguiente valor supuesto de γ sería 0.0138; de donde, acéptense los resultados a 0.014, es decir

$$AP = (272.9 - 3.57)/5.204(16.0)$$

$$= 3.23 \text{ in H}_2\text{O}$$

$$p = 401.3(70\,001)/33\,000(16.0)$$

$$= 5.32 \text{ hp}$$

En esa misma forma se calcularon los puntos con 10 000 y 18 000 ft³/min a 865 rpm, como se indica en la Tabla IV. En la figura 6 aparece un esquema de estos datos y los generados por una computadora para 750 y 1 000 rpm, con un volumen específico de 16 ft³/lb.

Como se mencionó, cuando se determinó la eficiencia total a partir del valor de γ , indicó que ese ventilador funcionaría en su punto de máxima eficiencia. Por esa curva, sin embargo, está claro que este punto no está en la presión pico que puede producir el ventilador, sino más bien en un punto en donde hay una pendiente significativa en la curva de ganancia de presión estática contra caudal (gasto).

Ese punto de operación suele ser deseable, pues puede aceptar ligeros cambios en la demanda y por consiguiente, tener funcionamiento estable.

Por último, hay que mencionar que en las estimaciones para 7 000 ft³/min, se extrapolaron las curvas más allá de los datos disponibles, lo cual es un procedimiento arriesgado. No obstante, los resultados indican la presión máxima que puede producir el ventilador a esta velocidad, y sirven para identificar el límite de una región de operación que normalmente no recomiendan los fabricantes.

Referencias

1. Jorgensen, R., "Fan Engineering," 7th ed., 1970, Buffalo Forge Co., Buffalo, N.Y.
2. Kenney, R. J., *Machine Design*, Mar. 14, 1968, pp. 152-173.
3. AMCA Standard 210-67, "Test Code for Air Moving Devices," 6th ed., 1967, Air Moving and Conditioning Assn., Inc., Arlington Heights, Ill.

El autor



David K. Eads es gerente de diseño de procesos y proyectos en la Bristol Plant de Rohm and Haas Delaware Valley, Inc., P.O. Box 219 Bristol, PA. 19007, Tel. 215-785-8000. Se graduó en la University of Illinois y tiene doctorado en ingeniería química por la University of Pittsburgh; es ingeniero registrado en el estado de Pennsylvania y miembro de AIChE.

Considérense los ventiladores de flujo axial cuando se trate de mover gases

Los centrífugos se utilizan más, pero los axiales pueden ser mejor elección para algunas aplicaciones. Se presentan algunos lineamientos para comparar los dos tipos.

Howard M. Summerell, *H.M. Summerell Co.*

Cuando el ingeniero selecciona un ventilador, trata de lograr el rendimiento requerido al mínimo costo. Los factores que deben influir en esta elección incluyen el costo inicial, el costo de operación, la seguridad y la confiabilidad. Sin embargo, la costumbre también puede influir, porque a menudo se escogen ventiladores centrífugos sin pensar siquiera en los axiales. Estos pueden tener menor costo inicial y ciertas ventajas, y merecen un estudio cuidadoso.

Características de diseño y rendimiento

Los ventiladores axiales mueven el aire o el gas paralelamente al eje de rotación; en los centrífugos, el flujo es perpendicular al eje. El ventilador axial más sencillo es el tuboaxial, llamado a veces ventilador de ducto. Como se ilustra en la figura 1, el tuboaxial es una hélice montada en un tubo. Puede manejar presiones estáticas hasta de 4 in manométricas de agua y caudales de 500 000 ft³/min y mayores. Tiene su máxima eficiencia cerca del punto intermedio de presión pico, y su mejor punto de operación está junto a la derecha de este pico. Su eficiencia mecánica máxima (potencia de salida del flujo/potencia al freno de entrada) es de un 75 % a un 80 %

El ventilador axial con aletas de guía (Fig. 2) es más complejo. Incluye aletas de guía que corrigen el movimiento helicoidal impartido por la hélice. Su cubo de gran tamaño elimina la zona de flujo ineficiente directamente detrás de la hélice. El resultado es una mayor eficiencia mecánica, hasta del 85 %, y una mayor capacidad de presión. Estos ventiladores por lo común pueden manejar presión estática hasta de 9 in de agua

en una etapa, pero pueden llegar a 20 in con modificaciones en el diseño o con etapas múltiples. Su capacidad puede ser hasta de 600 000 ft³/min.

Los ventiladores centrífugos confinan el flujo dentro de una cubierta en forma de voluta o caracol y producen presión por medio de dos fuerzas: la centrífuga generada al hacer girar la columna de gas encerrada entre las

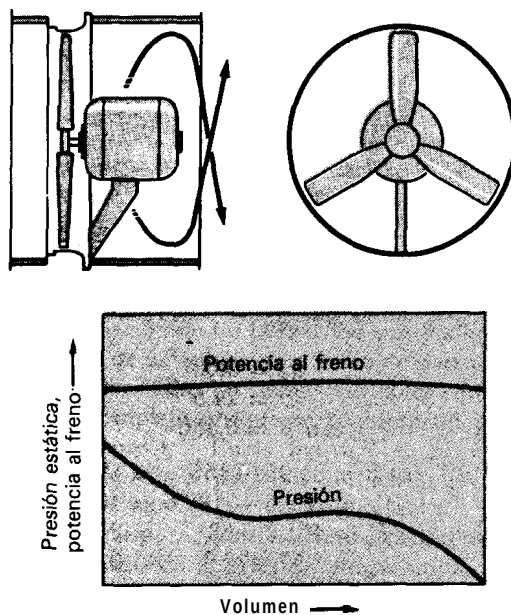


Fig. 1 Diseño y rendimiento de un ventilador tuboaxial; nótese el patrón helicoidal del flujo

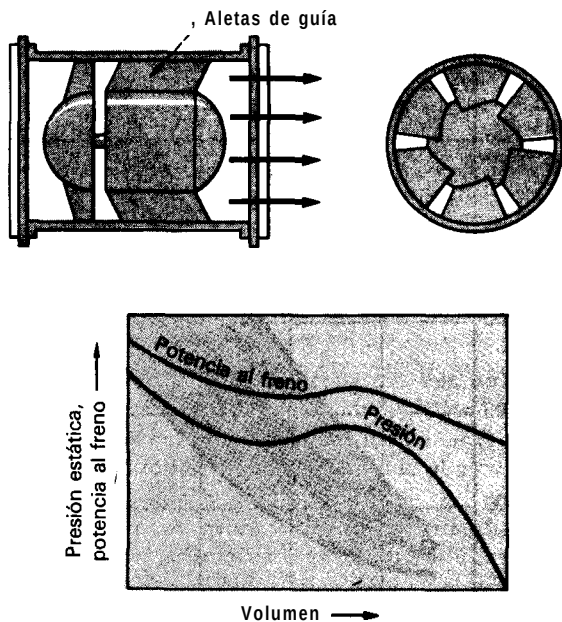


Fig. 2 En los ventiladores axiales con aletas de guía, éstas enderezan el flujo de salida

asas, y la aceleración tangencial del gas mediante las asas o álabes del impulsor. El centrífugo radial o de rueda de paletas (Fig. 3) es el diseño más antiguo y sencillo. Al contrario de los axiales, requiere más potencia, conforme aumenta el caudal. Puede manejar presiones estáticas de 60 in manométricas de agua o mayores.

Los ventiladores radiales tienen una eficiencia mecánica del 65 % al 70 %, menor que la de otros centrífugos y son más costosos, porque son de construcción fuerte. Las asas planas resisten la abrasión más tiempo que la mayoría de las otras asas y tienden a lanzar cualesquie-

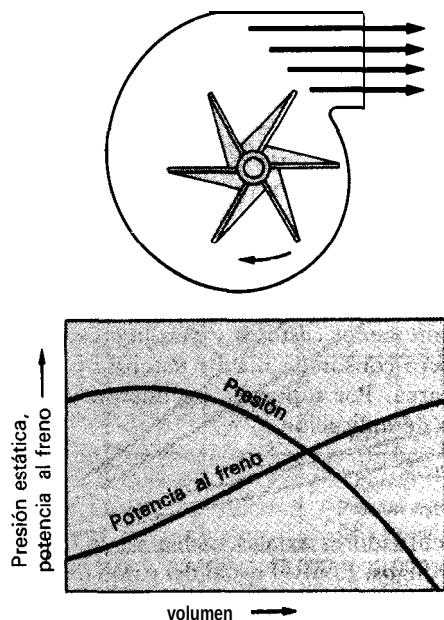


Fig. 3 Ventilador centrífugo radial

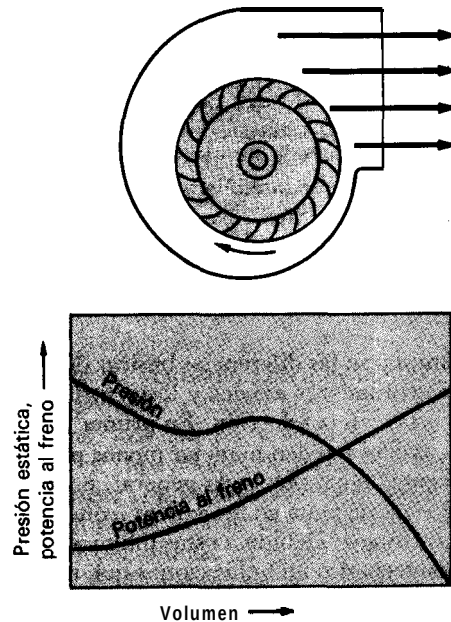


Fig. 4 Ventilador centrífugo con curvatura al frente

ra partículas que, de lo contrario, se les podrían adherir. Rara vez se utilizan, excepto para corrientes que arrastran partículas pegajosas o abrasivas, aunque se pueden conseguir con una construcción menos fuerte para servicio general.

El ventilador centrífugo con asas de curvatura al frente (Fig. 4) no se utiliza mucho en aplicaciones industriales pues es muy sensible a la acumulación de partículas (que tienden a desbalancearlo), y al desgaste de la rueda. Su capacidad de presión estática es relativamente baja, de unas 4 in manométricas de agua, y su eficiencia mecánica máxima es aproximadamente del 70 % al 75 %

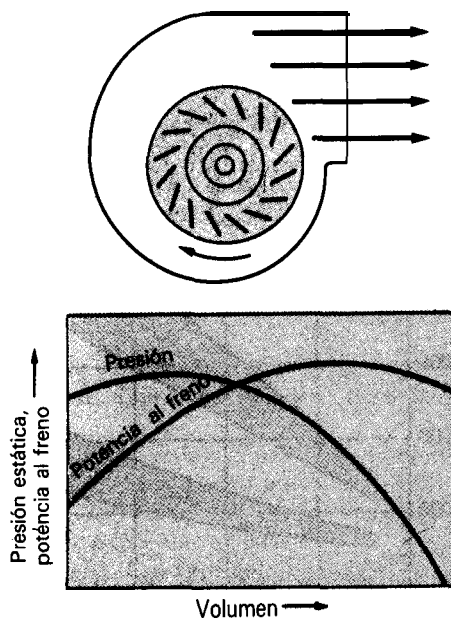


Fig. 5 Ventilador centrífugo con inclinación hacia atrás

El centrífugo de inclinación hacia atrás es el que *más* se emplea. Debido al ángulo hacia atrás de las aspas, el gas sale de la rueda del impulsor a una velocidad más baja que la velocidad tangencial de la rueda. Con esto se produce presión estática de 15 in manométricas de agua o mayor. Este ventilador es el más eficiente de los centrífugos, y tiene una eficiencia mecánica máxima de entre un 75 % y un 80%. En la figura 5 se ilustran su diseño y las curvas de rendimiento.

Efectos sobre la selección

Se examinarán las diferencias básicas del rendimiento entre los ventiladores axiales y los centrífugos, y cómo influyen éstas, en la selección. En primer lugar, los ventiladores axiales pueden manejar menos presión estática que los centrífugos; por regla general, no más de 10 in manométricas de agua en los axiales, contra 60 in o más en los centrífugos. Debido a estas limitaciones, los axiales son inadecuados en aplicaciones que requieren altas presiones estáticas, como conducción de aire o lavado con venturi, por ejemplo. Pero en la mayor parte de las aplicaciones para ventilación y extracción se requieren presiones dentro de la capacidad de los axiales.

Para la misma aplicación, un ventilador axial del tamaño correcto será más pequeño y ligero que uno también de tamaño correcto, y trabajará a velocidad mucho más alta. El efecto respecto a la selección es que el axial costará menos; su instalación será más barata porque es más ligero y sencillo y por lo común su costo de operación será mayor, porque su velocidad más alta exige mayor caballaje.

Ejemplo: Supóngase que se requiere un ventilador para mover 20 000 ft³/min de aire contra una presión estática de 2 in manométricas de agua. En la tabla 1 se muestran las características de dos ventiladores, uno axial con aletas de guía y uno centrífugo de inclinación hacia atrás, adecuados para esta aplicación. En este caso, la selección del axial con aletas de guía significa:

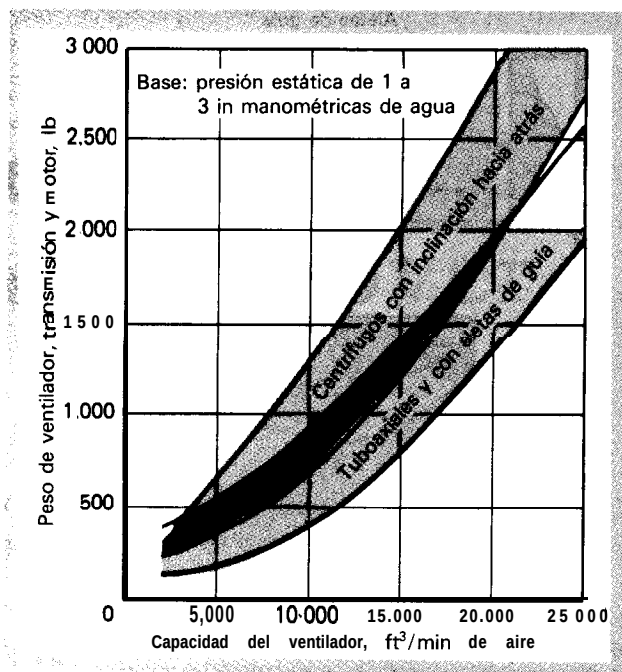


Fig. 7 El peso del ventilador influye en el costo de instalación

- Menor costo inicial, que incluye un ahorro de 3 500 dólares en el equipo y un costo más bajo de instalación, porque su tamaño y peso son menores.

- Requiere mayor potencia: 2.4 bhp adicionales para el axial con aletas de guía. Con un motor eléctrico de 80% de eficiencia, esto se traduce en alrededor de 2.25 kw.

Si el ventilador va a trabajar 2 000 h/año y el costo de la energía eléctrica es de 0.05 dólares/kWh, el ahorro anual por la electricidad, de 225 dólares, nunca compensará el costo inicial más alto del ventilador centrífugo.

Datos comparativos

En las figuras 6 y 8 se presentan estimaciones aproximadas del costo del equipo, del peso y de las necesidades de potencia para ventiladores axiales y centrífugos que trabajen contra una presión estática de 1 a 3 in manométricas de agua. Se incluyen los costos y pesos de transmisiones y motores abiertos a prueba de goteo, y se supone que la construcción es de Clase 1 (AMCA). Los precios se basan en cotizaciones de enero de 1981. Al igual que en el ejemplo de la tabla 1, en las figuras 6 a 8 se hace ver que, por lo general, los ventiladores axiales son menos costosos y más ligeros que los centrífugos, pero consumen mayor potencia para realizar la misma tarea. Por supuesto, las diferencias particulares dependen de aplicación.

Ruido

Los ventiladores axiales suelen ser más ruidosos que los centrífugos. El nivel usual del ruido de un ventilador axial es de 80 a 95 dBA, medida a 5 ft de distancia; por contraste, en el centrífugo es aproximadamente de 70 a 90 dBA. Dado que los reglamentos de la OSHA limitan

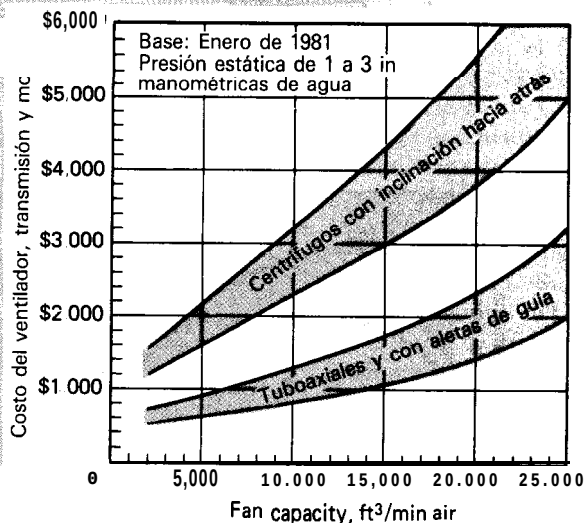


Fig. 6 Comparación de costos del equipo

Tabla 1 Ejemplo: El costo inicial del ventilador axial es menor, pero requiere mayor potencia

	Axial con aletas de guía	Centrífugo con inclinación hacia atrás
Costo de ventilador, transmisión y motor	2 007 dólares	5 507 dólares
Potencia al freno del motor	10.6 hp	8.2 hp
Velocidad del ventilador	1 125 rpm	489 rpm
Peso de ventilador, transmisión y motor	1 700 lb	2 840 lb
Tamaño del impulsor	38 in	49 in

Aplicación: 20 000 ft³/min de aire, contra una presión estática de 2 in manométricas de agua

la exposición de los trabajadores a una intensidad de 90 dBA (promediado respecto al tiempo), y dado que algunas aplicaciones críticas requieren menor nivel de ruido, es importante tomar en cuenta el ruido al escoger entre un ventilador axial y uno centrífugo.

Cuando el ruido es un factor importante, hay varias formas de atenuarlo en el lugar de trabajo, que son:

- **Instalar el ventilador lejos de los operarios.** Una separación adicional de 39 ft de aire disminuye el ruido en unos 15 dBA.

- **Aplicar aislamiento acústico en la cubierta del ventilador o en los ductos.**

- **Utilizar una entrada de venturi para suavizar el flujo de aire o gas hacia el ventilador.** Esto disminuye la turbulencia en la corriente de entrada y se aminora el ruido.

- **Instalar silenciadores del tipo de absorción en la entrada, en la salida o en ambas.** Las altas frecuencias de los axiales son más fáciles de amortiguar que las bajas frecuencias de los centrífugos.

- **Utilizar transmisión con bandas V que es relativamente silenciosa.** Por supuesto, todo el equipo para atenuación del ruido aumentará el costo inicial

Lineamientos para selección

Al comparar los ventiladores axiales y centrífugos se deben tener en cuenta los siguientes factores.

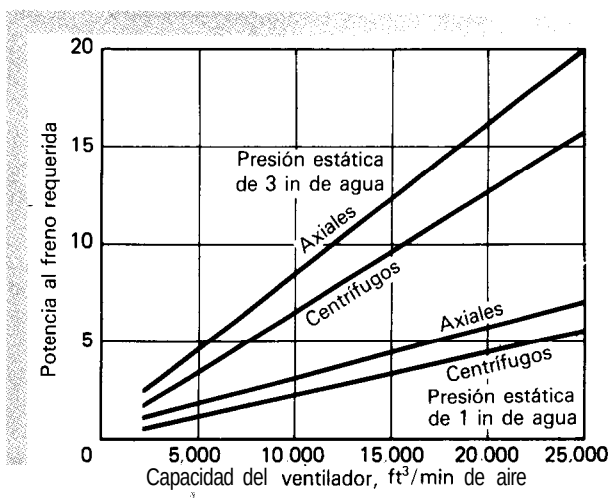


Fig. 8 Necesidades aproximadas de potencia para ventiladores axiales y centrífugos

- **Apariencia.** El ventilador axial es menos estorboso, pues es más pequeño y forma parte del ducto.

- **Capacidad.** Los axiales y los centrífugos pueden conseguirse con capacidades de hasta 500 000 ft³/min; en los centrífugos con inclinación hacia atrás puede ser mucho más alta. Los axiales, por lo general, tienen mayor capacidad por unidad de peso.

- **Construcción.** El ventilador centrífugo es más complejo, requiere árboles y cojinetes más grandes y un balanceo más cuidadoso.

- **Costo inicial.** El motor, la transmisión y el ventilador axial suelen ser menos costosos.

- **Instalación.** El ventilador axial se puede instalar en un tramo recto de tubo; el centrífugo requiere una vuelta en ángulo recto. El axial por lo común es más fácil de instalar, porque pesa menos.

- **Mantenimiento.** Cuesta más reemplazar un impulsor centrífugo que una hélice axial.

- **Intensidad del ruido.** El ventilador axial es más ruidoso porque funciona a más velocidad.

- **Sobrecarga.** Los ventiladores tuboaxiales y los axiales con aletas de guía son susceptibles a la sobrecarga, es decir, sus curvas de potencia se elevan al efectuar el paro. Esto sólo debe preocupar cuando el ventilador está acoplado directamente con el árbol del motor.

- **Necesidades de potencia.** Los ventiladores axiales requieren más caballaje para el mismo servicio. Los de aletas de guía generalmente son más eficientes que los tuboaxiales y los centrífugos con inclinación hacia atrás son más eficientes que los radiales o que los de curvatura al frente.

- **Capacidad de presión.** Los ventiladores axiales pueden manejar presiones de 8 a 9 in manométricas de agua en una etapa; en tanto que los centrífugos, pueden manejar presiones de 60 in o mayores. Los axiales se pueden instalar en serie para lograr mayor capacidad de presión; cuando se hace así, la capacidad de presión de la serie es la suma de las capacidades individuales de cada ventilador, menos una pequeña pérdida por deslizamiento.

- **Confiabilidad.** Ambos tipos de ventiladores son confiables. Sin embargo, uno puede serlo más que otro en condiciones severas, como en la extracción de gases que contienen partículas abrasivas.

- **Flujo inverso.** Los ventiladores axiales pasan de suministro a extracción cuando se invierte el sentido de rotación. De hecho, hay hélices con la misma eficiencia en cualquier sentido. En los centrífugos no se puede invertir la rotación en esa forma.

■ *Necesidades de espacio.* El ventilador axial es más compacto.

■ *Vibración.* Como las piezas rotatorias del ventilador axial son más ligeras, es más fácil controlar la vibración.

Ejemplos de aplicaciones

Algunos ejemplos de aplicaciones industriales adecuadas son:

■ *Servicio abrasivo.* Los ventiladores axiales con transmisión con bandas V son adecuados para servicio ligero. Para trabajo pesado (por ejemplo, la extracción en una caseta para limpieza con chorro de arena) se recomienda un centrífugo radial, porque es de construcción más fuerte.

■ *Vapores corrosivos.* El ventilador tuboaxial es una buena elección, porque es fácil revestir la hélice y cuesta poco reemplazarla.

■ *Sistemas de recolección de polvo.* Es menos fácil que se acumule el polvo en un ventilador centrífugo radial.

■ *Recuperación de calor en los techos.* El ventilador axial puede enviar con facilidad el aire caliente desde el techo hacia las zonas de trabajo para tener mejor calefacción.

■ *Altas temperaturas.* Ventilador axial con transmisión por banda.

■ *Altos volúmenes a baja presión.* Ventiladores axiales.

■ *Bajos volúmenes a alta presión.* Ventiladores centrífugos.

■ *Extractores en el techo.* Es preferible el axial porque tiene descarga vertical hacia la atmósfera.

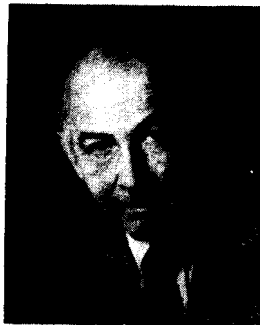
■ *Partículas pegajosas.* El ventilador centrífugo axial es mejor para evitar que se peguen las partículas.

■ *Zonas subterráneas de trabajo.* El ventilador axial con aletas de guía es compacto y reversible, y puede funcionar para ventilación y extracción, al contrario de los centrífugos.

Referencias

1. "Equipment Volume, Handbook and Product Directory," American Soc. of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers, New York, 1975.
2. "Industrial Ventilation Guide," 14th ed., Conference of Government Industrial Hygienists, Lansing, Michigan.

El autor



Howard M. Summerell es el presidente de su propia empresa, H. M. Summerell Co., Inc., P.O. Box 8666, Richmond, VA 23226, representante de fábricas especializado en manejo de aire, control de contaminación del aire y conservación de la energía. También es presidente de la Virginia Carolina Controles Co. Tiene licenciatura en matemáticas por el Davidson College y es miembro de la American Soc. of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, de Instrument Soc. of America y Technical Assn. of the Pulp and Paper

Industry. Fue aviador naval en la Segunda Guerra Mundial.

Índice

- Aceites lubricantes, 126-127
- Adaptación de compresores centrífugos, 69-74
- Alabes de turbinas, 189-190
- Amortiguadores de pulsaciones, 41-42, 43
- Ampollas, 167-169
- Astilladuras, 169
- Bielas de compresor recíprocante, 129-133
- Bombas:
 - centrífugas 3-14
 - costo, operación de mantenimiento de, 35
 - de desplazamiento positivo, 13-14, 38-39
 - empaquetaduras para, 181-182
 - impulsor sencillo, tamaño de tubo y espacio para, 34
 - para plantas de procesos, 33-32, 36
 - de eje vertical, 34-35
 - rotatorias de desplazamiento positivo, 12
- Caballaje, factibilidad de adaptación y, 70-71
- Cajas de entrada, 244
- Calor específico, 57
- Características de funcionamiento, 136-137
- Carga:
 - en la biela, 30
 - en el cuerpo, 30
- Cargas, 9, 9-10
- Clasificaciones, 9, 9-10
- Combinaciones de compresores, 139
- Combustibles para turbinas de gas, 210
- Comparaciones de costos, 138-139
- Compresibilidad, 57
- Compresores:
 - de aire, lubricación de, 125-128
 - centrífugos, 3-7, 39-40
 - adaptación de, 69-73
 - auxiliares para, 40-41, 42
 - control de oscilaciones en, 26, 79-87, 88
 - mejoramiento de, 89-98, 99
 - de etapas múltiples, 19-24
 - control de oscilaciones en, 110-116
 - evaluación de, 47-50, 51
 - selección de, 19
 - uso de curvas de rendimiento en la evaluación de, 52-59, 60
 - de desplazamiento positivo, 7-8
 - de flujo axial, 27
 - de oxígeno, operación segura, 119-123
 - recíprocantes, 27-28
 - bielas para, 129-133
 - control de, 30-31
 - selección de, 28
 - tubería para, 41-42
 - rotatorios, 3-1-32
 - de desplazamiento positivo, 9-10
- Condiciones de funcionamiento, 16-18
- Contaminación del prensaestopas, 173-174
- Control:
 - de oscilaciones, 26-79, 87, 88
 - para compresores centrífugos de etapas múltiples, 110-106
 - mejora del, 89-98, 99
 - para turbocompresores, 100-109
- Corrosión por fricción, 162
- Curvas de comportamiento, 52-59, 60
- Dimensionamiento de los cilindros, 28-30
- Diseño de impulsor y carcasa, 34
- Disposiciones del líquido de sello para sellos mecánicos. 154-158
- Distribución física de plantas de proceso, 33-43
- Eficiencias nominales, 65-67, 68
- Empaquetaduras:
 - mecánicas, 175-182
 - para bombas centrífugas, 181-182

- lubricación de, 178-180
- Enfriamiento de cilindros, 8-9
- Especificaciones:
 - para compra, 140-141
 - del sistema, 140-141
- Flexión de caras de sellos, 164
- Gobernadores (reguladores) para turbinas de vapor, 193-194
- Guía de compresores sin problemas, 134-137
- Ingeniería para instalación, 142-143
- Instalación y tuberías para bombas, 35-38
- Interenfriadores, 61-63, 64
- Lixiviación, 163-163, 164
- Lubricación, 26-27
 - de compresores de aire, 125-128
 - de empaquetaduras, 178-180
- Pesos moleculares, 56-57
 - control de oscilaciones y, 82-83
- Placas de empaquetadura para sellos mecánicos, 131 152
- Postenfriadores, 61-63, 64
- Presión, factibilidad de adaptación y, 70, 71-72
- Presiones de entrada, 54-55
- Sellos:
 - anulares (Anillos “O”):
 - ataque químico a, 162-163
 - sobrecalentamiento de, 169-170
 - para eje, 25-26
 - de extremo de eje, 8
 - mecánicos, 147-152
 - aumento de duración y reducción de costos de, 160-170
 - disposiciones del líquido de sello para, 154-157
 - falla de, 171-173, 174
- Sistemas:
 - de aceite de sello, 26-27
 - de ventiladores, 268-272
 - rendimiento de, 263-264
- Sopladores, 243-258
 - Clasificación de, 243-244
- Temperaturas:
 - de compresión, 74
 - control de ondas de presión y, 81-82
 - de entrada, 55-56
- Transmisiones:
 - fluidas de velocidad ajustable, 238-239
 - mecánicas de velocidad variable, 234-236
- Turbinas:
 - de una etapa, 190-194-196-197-198
 - de etapas múltiples, 194-196, 200-201
 - de gas, 204-214, 215
 - clasificaciones de, 2 13
 - materiales de construcción, 209-210
 - de vapor, 187-202
 - determinación de la eficiencia, 216-222
 - especificaciones, 202
- Turbocompresores y control de ondas de presión en, 100-109
- Unidades motrices:
 - para bombas, 35-35
 - de ca de estado sólido, 228-232
 - de CC de estado sólido, 232-234
 - electromecánicas con deslizamiento, 236-237
 - de velocidad ajustable, 225-239
 - de ca de estado sólido, 228-232
 - de CC de estado sólido, 232-234
 - dispositivos electromecánicos con deslizamiento, 236-237
 - con transmisión:
 - fluida de velocidad ajustable, 238-239
 - mecánica de velocidad variable, 234-236
- Velocidad, 137-138
 - específica, 18- 19
 - factibilidad de adaptación y, 72
 - de rotación, 59-60
- Ventiladores, 243-268
 - (veáanse también los distintos tipos de ventiladores)
 - análisis de sistemas, 255-256
 - aplicaciones industriales, 246
 - clase del ventilador, 264
 - clasificación de, 243-244
 - composición de la corriente de aire, 266
 - controles para, 254
 - eficiencia y factores económicos de, 267-268
 - especificaciones de, 252-252. 253
 - lineamientos para instalación de, 258
 - materiales de construcción de, 256-257
 - problemas de ruido con, 255, 267
 - procedimiento de dimensionamiento, 248-252
 - pruebas de rendimiento de, 257-258
 - rendimiento del sistema de ventiladores, 263-264
 - restricciones de tamaño y espacio, 266-267
 - unidades motrices y acoplamientos para, 252-253-254
 - vibraciones y, 254-255
- Ventiladores de aspas radiales, 244-245, 262-263
 - aplicaciones industriales, 246
- Ventiladores axiales de aspas, 244-244
 - aplicaciones industriales, 246
- Ventiladores centrífugos con aletas aerodinámicas, 245
 - aplicaciones industriales de, 246
- Ventiladores centrífugos tubulares, 245
- Ventiladores con curvatura al frente, 245, 261-262
 - aplicaciones industriales, 246
- Ventiladores de curvatura inversa, 245
- Ventiladores de flujo axial, (IA), 244-244, 260-261, 286-290
 - centrífugos o axiales, 245-248
- Ventiladores de flujo centrífugo (IA), 243, 244, 244 245
 - curva de rendimiento de, 277-285
 - flujo axial o centrífugo, 245-248
- Ventiladores de inclinación inversa, 245, 259-260
 - aplicaciones industriales, 246
- Ventiladores de plástico reforzado con fibra de vidrio; 272-275
- Ventiladores tuboaxiales, 244-244
 - aplicaciones industriales, 258